

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра кріогенної техніки



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

На тему: Енергетичний аналіз системі холодопостачання
провізійних камер круїзного лайнера «VALIANT LADY»

Здобувача Сирбула А.О.
(прізвище, ініціали)

4 курсу ЕНСК- 141 групи

Керівник Соколовська-Єфименко В.В.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: проф. Морозюк Л.І
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 20____ р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій Симоненко**

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ

Кафедра	Кріогенної техніки
Ступінь вищої освіти	бакалавр
Спеціальність	142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма	«Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» ____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Сирбула Андрія Олеговича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи	Енергетичний аналіз системи холодопостачання провізійних камер круїзного лайнера «VALIANT LADY»
керівник роботи	к.т.н. Соколовська-Єфименко Вікторія Вікторівна (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу	від 26 серпня 2022 року № 490-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи	1 червня 2023 року
--	--------------------

3. Вихідні дані до роботи:	Судно типу – пасажирський круїзний лайнер. Низькотемпературна суднова холодильна машина. Експериментальні дані роботи суднової холодильної установки в процесі експлуатації круїзного лайнера VALIANT LADY. Маршрут судна.
----------------------------	--

4. Перелік питань, які потрібно розробити:	Актуальність теми; Технічні рішення, прийняті на судні "VALIANT LADY", для системи холодопостачання низькотемпературних провізійних камер. Енергетичний аналіз циклу дійсної суднової холодильної установки. Тепловий та конструктивний розрахунок конденсатора. Енергетичний аналіз системи відведення тепла на судні. Тепловий та конструктивний розрахунок кожухотрубного випарника. Тепловий та конструктивний розрахунок кожухотрубного економайзера. Розрахунок магістральних трубопроводів суднової холодильної установки. Охорона праці. Розрахунок вартості наукового дослідження. Загальні висновки.
--	--

5. Перелік графічного матеріалу:	Презентація Power Point (12 слайдів)
----------------------------------	---------------------------------------

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	проф. Морозюк Л.І.		

7. Дата видачі завдання 02.02.2023

Керівник _____ доц. Соколовська-Єфименко В.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Сирбул А.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і вивчення літератури	14днів	
3	Розробка математичної моделі об'єкта	2 дні	
4	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	20 днів	
5	Енергетичні розрахунки елементів об'єкта	15 днів	
6	Розробка графічних моделей	2 дні	
7	Аналіз результатів досліджень	2 дні	
8	Оформлення пояснювальної записки	2 дні	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	2 дні	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	2 дні	

Здобувач-дипломник _____
(підпис)

Андрій СИРБУЛ
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Вікторія СОКОЛОВСЬКА-
(прізвище та ініціали)

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчинності

Здобувач-дипломник Сирбул А.О.
(ПІБ)

(підпис)

АНОТАЦІЯ

Сирбул Андрій Олегович

"Енергетичний аналіз системи холодопостачання провізійних камер круїзного лайнера VALIFNT LEDY"

Енергоефективність та вплив на навколишнє середовище мають велике значення при проектуванні суден. Отже, вони є ключовими елементами у процесі суднобудування та експлуатації. Ефективність енергозбереження на судах визначаються режимами роботи систем машинного обладнання, і зокрема холодильних установок. Одним з найскладніших типів судів з енергетичної точки зору є круїзні лайнери. Це пов'язано з великою різноманітністю споживачів енергії. На круїзних лайнерах використовуються великі холодильні системи з кількома температурними рівнями виробництва холоду та різними умовами роботи системи відведення тепла конденсації.

Метою роботи є дослідження циклу дійсної суднової холодильної установки, та системи відведення тепла конденсації круїзного лайнера "VALIANT LADY". У роботі проведено термодинамічний аналіз циклу двоступеневої холодильної машини з гвинтовим одноступінчастим компресором. Розраховані характеристики машини при змінному навантаженні на компресор. На окремому прикладі показано відносну економію енергоспоживання шляхом безступеневого регулювання компресора. Також проведено теплові та конструктивні розрахунки теплообмінних апаратів холодильної машини. Для економії енергії при циркуляції теплоносіїв запропоновано здійснювати регулювання витрат забортної води і дистилату, змінюючи продуктивність насоса шляхом регулювання швидкості обертання валу.

Ключові слова: круїзний лайнер, холодильна установка, енергозбереження, витрата забортної води.

ABSTRACT

Andriy Syrbul

"Energy analysis of the cooling supply system of the provision chambers of the cruise liner VALIFNT LEDY"

Energy efficiency and environmental impact are of great importance when designing ships. Therefore, they are vital elements in the process of shipbuilding and operation. The effectiveness of energy saving on ships is determined by the operating modes of machinery systems, particularly refrigeration units. Due to the wide variety of energy consumers, cruise liners are one of the most complex types of ships from an energy point of view. Cruise ships use large refrigeration systems with several temperature levels of cold production and different condensation heat removal system operating conditions.

The work aims to study the cycle of a real ship refrigerating unit and the condensation heat removal system of the cruise liner "VALIANT LADY." In the paper, a thermodynamic analysis of the cycle of a two-stage refrigerating machine with a single-stage screw compressor was carried out. We calculated the characteristics of the machine with a variable load on the compressor. A separate example shows the relative energy consumption savings through step-less compressor adjustment. Thermal and structural calculations of the heat exchangers of the refrigerating machine were carried out. To save energy during the circulation of coolants, it is proposed to regulate the consumption of overboard water and distillate, changing the pump performance by adjusting the shaft's rotation speed.

Keywords: cruise liner, refrigeration plant, energy saving, onboard water consumption.

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	7
1.1 Актуальність теми.....	7
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	14
2.1 Технічні рішення, прийняті на судні "VALIANT LADY", для системи холодопостачання низькотемпературних провізійних камер	14
2.2 Енергетичний аналіз циклу дійсної суднової холодильної установки....	15
2.3 Тепловий та конструктивний розрахунок конденсатора	28
2.4 Енергетичний аналіз системи відведення тепла на судні	35
2.5 Тепловий та конструктивний розрахунок кожухотрубного випарника..	45
2.6 Тепловий та конструктивний розрахунок кожухотрубного економайзера	51
2.7 Розрахунок магістральних трубопроводів суднової холодильної установки	57
ОХОРОНА ПРАЦІ	59
РОЗРАХУНОК ВАРТОСТІ НАУЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	68
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	74

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Сирбул А.О			ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА			Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.		Соколовська-								6	76
Реценз.		Ефименко В.В						ФНТІМ, зр ЕН-141			
Н. Контр.											
Затверд.											

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Актуальність теми

Судна виявилися ефективним способом транспортування вантажів, які перевозять близько 80% світових товарів за об'ємом [1], але також відомо, що вони загрожують здоров'ю людини, екосистем та клімату. У міру зростання світової торгівлі та розвитку судноплавної галузі світове споживання палива судноплавним сектором збільшується рік у рік. Судна є технічно складними системами з великою кількістю споживаної енергії.

Енергоефективність та вплив на навколишнє середовище мають велике значення при проектуванні та експлуатації суден [2]. Отже, вони мають бути ключовими елементами у процесі проектування (суднобудування) суден та експлуатації суден, що виконуються морськими інженерами та офіцерами.

Для оцінки енергоефективності технічних систем використовуються різні показники, що ґрунтуються на різних стандартах або принципах. Більшість цих показників використовують для сертифікації обладнання. На глобальному рівні Міжнародна морська організація (ІМО) оцінює енергоефективність морського транспорту з використанням таких інструментів, як EEDI (індекс проектування енергоефективності), EEOI (експлуатаційний індекс енергоефективності) та SEEMP (управління енергоефективністю судноплавства), які регулюються циркулярами ІМО МЕРС.1/Circ.682, МЕРС.1/Circ.684 та МЕРС.1/Circ.683 відповідно [3]. Повна оцінка продуктивності враховує зростання цін на бункерне паливо. Таким чином, морська галузь стикається з двома проблемами: екологічною та економічною. Проблема підвищення енергоефективності вирішується за рахунок зменшення витрати палива на борту суден.

Для величезної кількості морських суден заходи щодо оптимізації експлуатації та управління енергоефективністю можуть знизити споживання суднового палива та підвищити енергоефективність експлуатації суден. У Європі було реалізовано проекти модернізації суден для вантажних перевезень

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		7

внутрішніми водними шляхами, який був зосереджений на вивченні та визначенні життєздатних рішень щодо модернізації існуючих суден внутрішнього плавання з метою покращення екологічних та економічних показників. Є безліч технологій для модернізації існуючих судів [4-5]. Однак велика кількість змінних, що впливають на енергоефективність судна, ускладнює завдання оцінити роботу корабля за еталонним стандартом.

Отже, енергетична система судна повинна бути проаналізована для кожного судна, щоб визначити адекватне рішення.

Одним з найбільш складних типів судів з енергетичної точки зору є круїзні лайнери, що пов'язане з великою різноманітністю споживачів енергії.

Пасажирські круїзні лайнери - це, по суті, готелі на воді, і кухні тут величезні, як у великих готелях або ресторанах. Для наочності: на кухні судна, що перевозить 3500 пасажирів, використовують понад 270 кг масла в день і 250 тисяч яєць на тиждень. Все це необхідно не тільки готувати, але і зберігати протягом рейсу.

Ефективність енергозбереження на суднах визначається режимами роботи технічних систем, до яких належать і холодильні установки. У масштабах такої великої установки, як судновий енергетичний комплекс, навіть незначне відсоткове зниження енерговитрат стає суттєвою економією в абсолютному вираженні.

На круїзних лайнерах використовуються великі холодильні системи з кількома температурними рівнями виробництва холоду та різними умовами роботи системи відведення тепла конденсації. Ці системи забезпечують роботу холодильного та морозильного обладнання, технологічних та комфортних систем кондиціонування повітря на судні. Більше того, такі системи мають безперервність процесів охолодження в часі.

Більшість сьогоденішніх суднових холодильних установок є компресорні пристрої, які використовують вторинний контур холодоносія, для зменшення ємності системи з робочої речовини. Первинний холодоносій (робоча речовина)

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		8

використовується для охолодження вторинного холодоносія, який подається до декількох об'єктів охолодження.

Підвищення енергоефективності холодильних систем досягається різними методами: структурним удосконаленням компонентів, використанням прогресивних систем автоматичного керування, інтенсифікацією теплообміну, підвищенням термодинамічної ефективності циклів. Останній спосіб багато в чому залежить від типу використовуваного холодоагенту.

Сектор морського транспорту є однією з причин глобального забруднення повітря. Викиди морського транспорту впливають на глобальну якість повітря, здоров'я людей, морську екологію та глобальне потепління. Двоокис вуглецю (CO_2), чадний газ (CO), тверді частинки, оксиди азоту (NO_x) і оксиди сірки (SO_x) є найбільш значними забруднювачами, що викидаються судновими дизельними двигунами. У всьому світі майже 15% викидів NO_x і 5–8% викидів SO_x припадає на океанські судна [6-7]. Тому екологічні вимоги до морського транспорту постійно зростають відповідно до Міжнародної конвенції про запобігання забрудненню з суден (MARPOL 73/78) [8]. В холодильних установках суден в даний час використовується холодоагент R407f як середньострокова альтернатива холодоагентам типу HCF, класифікованих Регістром судноплавства Lloyd's Register of Shipping та GWP нижче 2500 [9].

Але в подальшій перспективі судові холодильні установки планується перевести на натуральні холодоагенти. Це вимагає повної заміни всієї холодильної установки.

Холодоагент R407F – Honeywell Genetron® Performax LT являє собою неазеотропну суміш R32, R125 і R134 ($\text{GWP} = 1825$), класифікація безпеки ASHRAE: A1, що свідчить про його низьку токсичність і незаймистість. Використовується в середньо температурних і низькотемпературних установках[10].

На відміну від чистих рідин і азеотропних сумішей, неазеотропні суміші киплять і конденсуються при різних температурах для заданого тиску.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						9
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Температурний «глайд» R407F становить 3-6°, залежно від тиску. Склад і концентрація суміші в процесі фазового переходу весь час змінюється. Зміни складу суміші призводить до фазового зсуву у теплообмінних апаратах холодильної машини. Рідка і парова фаза мають різний склад. Фактично обидві фази (рідка і парова) представляють собою два різних холодоагента.

Такі особливості процесів змінюють умови передачі тепла в теплообмінних апаратах і впливають на енергетичну ефективність холодильної установки. Їх необхідно враховувати при визначенні температур кипіння і конденсації, ступеню перегрівання пари на вході до компресора та експлуатації теплообмінного обладнання.

Джерелом відведення тепла конденсації в судновій холодильній установці є забортна вода. Температура забортної води і її густина змінюється в широкому діапазоні у залежності від району плавання і солоності води [11].

З урахуванням особливостей забортної води системи охолодження бувають прямі і непрямі.

У прямих системах охолодження забортна вода безпосередньо використовується в якості теплоносія в теплообмінниках. Такі системи в даний час використовують на малих судах річкового флоту.

Судноплавні компанії впровадили непряму центральну систему охолодження прісною водою (FW), щоб звести до мінімуму шкідливий вплив морської води на системи судових трубопроводів та підвищити надійність системи. Тепло відводиться очищеною водою (дистилятом) FW, який циркулює у замкнутому контурі, віддаючи тепло забортній воді.

Непряма центральна система охолодження зазвичай керує 3-ходовим клапаном тільки для підтримки постійної температури свіжої води та регулює швидкість потоку свіжої води в обхід теплообмінника відповідно до температури свіжої води на виході [12]. Насос охолодження забортною водою споживає більше непотрібної потужності, так як потужність двигуна

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		10

вибирається з надлишковою потужністю близько 30% від необхідної потужності з урахуванням втрат у трубопроводі через старіння [13].

Наявність непрямой системи відведення тепла конденсації призводить до великих енергетичних витрат в судновій холодильній установці, які потрібно враховувати при вирішенні завдання енергозбереження на судах.

Підвищення ефективності роботи холодильної установці може бути досягнуто різними методами: конструктивне вдосконалення елементів, розробка і застосування прогресивних систем автоматичного регулювання, поліпшення теплообміну і термодинаміки.

Останні наукові публікації містять результати досліджень енергетичної та економічної ефективності холодильних систем на борту суден. Автори пропонують різні методи підвищення відповідної ефективності, які, на їхню думку, можуть мати перспективи їх використання в морських умовах. У роботах [14–15] розглянуто приклади енергетичного та ексергетичного аналізу системи круїзного лайнера. У роботі [16] аналізується потенціал енергозбереження центральної системи водяного охолодження судна. Заощаджена енергія та відповідна річна вартість насоса, що використовується в системі, розраховані для різних температур заборотної води, а також обговорюються їх екологічні результати. Робота [17] присвячена дослідженню центральної системи охолодження судна. Розроблено математичну модель системи охолодження, яка була перевірена шляхом порівняння її з фактичними даними експлуатації судна. Запропоновано метод керуючого рішення для ефективного енергозбереження центральної системи холодопостачання.

У роботах [18-19] проведено ексергетичний та економічний аналіз системи охолодження судна, з урахуванням змінної температури заборотної води. Робота [20] присвячена аналізу судових систем кондиціонування повітря з використанням методів моделювання та імітаційного моделювання. Докладно описані технічні вимоги та принцип роботи кондиціонера, а також математична модель охолодження кают у літній період.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						11
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Огляд літератури показує, що тема даного дослідження є недостатньо вивченою та потребує детального вивчення для вирішення проблем енергозбереження реальних суднових холодильних систем.

Виходячи з вищевикладеного стає актуальним дослідження характеристик дійсної холодильної установки провізійних камер суднової холодильної установки круїзного пасажирського лайнера з урахуванням реальних умов експлуатації.

Метою роботи є дослідження циклу дійсної суднової холодильної установки, та системи відведення тепла конденсації круїзного лайнера "VALIANT LADY"[25].

Таке дослідження дасть змогу забезпечити енергоефективні режими експлуатації, завдяки чому знизяться витрати на обслуговування та ремонт, а також час простою установки.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати енергетичний аналіз циклу суднової холодильної установки;
- виконати енергетичний аналіз системи відведення тепла конденсації;
- виконати теплові та конструктивні розрахунки теплообмінних апаратів;
- проаналізувати результати.

Об'єктом дослідження є суднова холодильна система низькотемпературних провізійних камер круїзного лайнера "VALIANT LADY".

Предметом дослідження є процеси, які здійснюються в елементах холодильної системи.

Методи дослідження: чисельне моделювання процесів в елементах суднової холодильної установки. Основою математичного моделювання є рівняння класичної термодинаміки та теплопередавання.

Фактологічну основу є підручники, навчальні посібники, інструкції по експлуатації судна, матеріали фірм-виробників, які містяться на відповідних інтернет-сайтах, періодичних технічних виданнях та ін.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		12

Структура роботи

Бакалаврська робота складається з двох глав, охорони праці, економічних показників роботи, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 76 сторінках, включаючи 20 рисунків, 22 таблиці, список інформаційних джерел з 24 найменувань.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						13
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Технічні рішення, прийняті на судні "VALIANT LADY", для системи холодопостачання низькотемпературних провізійних камер

Круїзний лайнер "VALIANT LADY" має місткість 2770 пасажирів, дедвейт – 10000 тонн. Кількість екіпажу – 572 осіб. Автономність судна - 60 діб.

На судні є 7 провізійних камер, для зберігання заморожених вантажів. Температурний режим в камерах підтримується на рівні -25°C . Камери обладнані повітроохолоджувачами у яких циркулює проміжний холодоносій - етиленгліколь.

Холодом камери забезпечуються від індивідуальної холодильної системи – чиллера. Чилер являє собою двоступеневу холодильну машину і складається з оливозаповненого гвинтового компресора, з системою охолодження оливи, тепло конденсації від установки відводиться за допомогою горизонтального кожухотрубного конденсатора, що охолоджується дистильованою водою, кожухотрубний економайзер переохолоджує рідкий холодоагент після конденсатора, система дроселювання складається з арматури та терморегулюючих вентилів, тепло від холодоносія відводиться за допомогою кожухотрубного випарника з кипінням холодоагенту в трубі. В якості холодоносія використовується етиленгліколь.

Енергозбереження в компресорі забезпечується безступеневим регулюванням об'ємної продуктивності у поєднанні з розширеним змінним діапазоном об'ємної продуктивності.

Джерелом відведення тепла в центральній системі охолодження суднових механізмів є забортна вода з непрямою системою охолодження.

У такій системі задіяно шість насосів. Насоси для забортної води завжди мають електричний привід. Продуктивність насосів визначається потужністю головного двигуна і розмірами корабля.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						14
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

2.2 Енергетичний аналіз циклу дійсної суднової холодильної установки

Суднова холодильна установка, що досліджується призначена для зберігання заморожених вантажів у провізійних камерах на круїзному лайнері.

Провізійні камери служать для зберігання харчових продуктів, призначених для харчування суднової команди та пасажирів.

Установка забезпечує холодом 7 провізійних камер (рис.1). Температурний режим в камерах підтримується на рівні -25°C .

Холодильна установка являє собою двоконтурну систему. Контур робочої речовини (чилер) і контур холодоносія.

Чиллер охолоджує холодоносії (етиленгліколь), а етиленгліколь подається в повітроохолоджувачі провізійних камер.

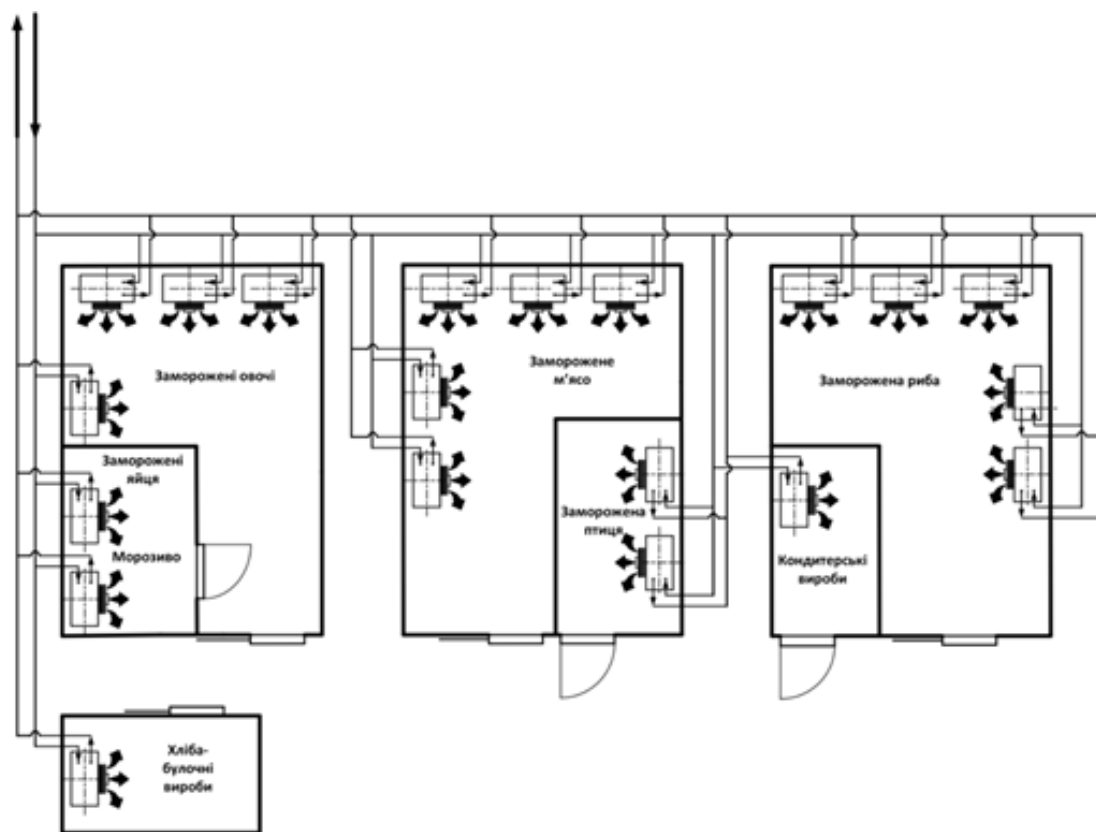


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд провізійних низькотемпературних камер судна "VALIANT LADY"

Чиллер (рис. 2.2) складається з оливозаповненого гвинтового компресора, з системою охолодження оливи, тепло конденсації від установки відводиться за допомогою горизонтального кожухотрубного конденсатора, що охолоджується дистильованою водою, кожухотрубний економайзер переохолоджує рідкий холодоагент після конденсатора, система дроселювання складається з арматури та терморегулюючих клапанів, тепло від холодоносія відводиться за допомогою кожухотрубного випарника з кипінням холодоагенту в трубі.

Холодильним агентом в машині є R407F.

Холодильна машина працює за циклом двоступеневого стиснення.

Двоступеневе стиснення здійснюється в одній порожнині стиснення компресора, за рахунок впорскування насиченої пари при проміжному тиску.

У гвинтовому компресорі є додатковий порт всмоктування для впорскування насиченої пари з економайзера.

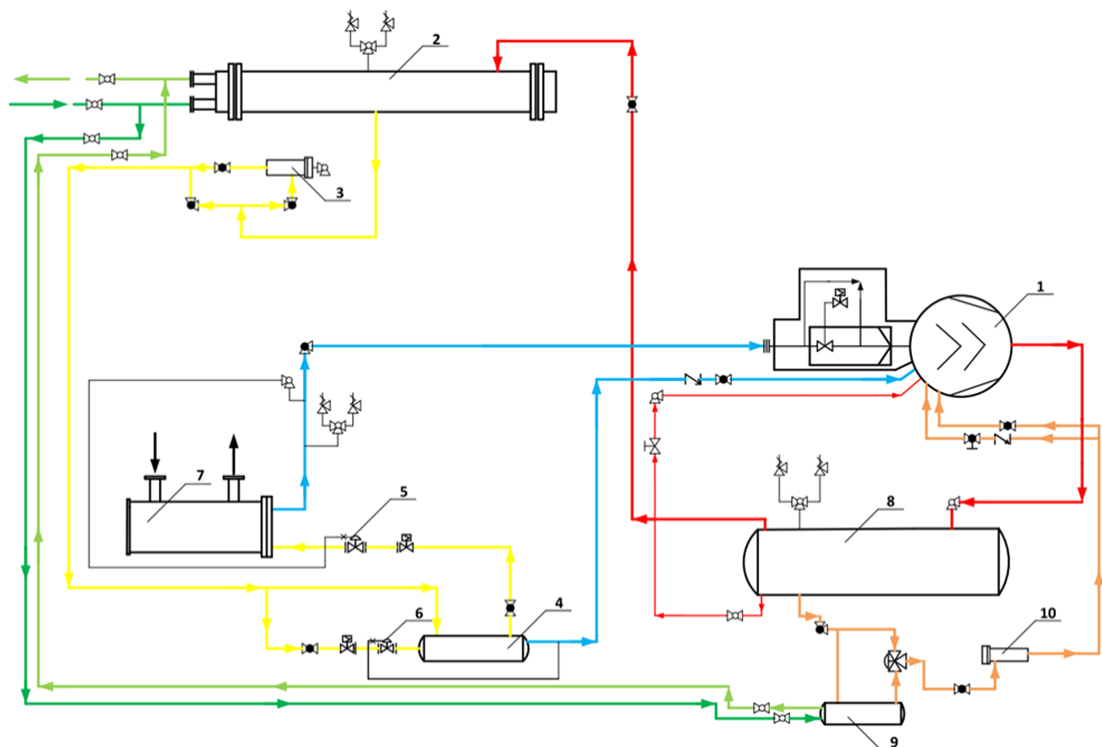


Рисунок. 2.2 – Принципова схема холодильної системи судна

1–компресор; 2– конденсатор; 3– фільтр осушувач , 4– економайзер;

5 –6– дросельні пристрої; 7– випарник; 8-оливовідокремлювач;

9–оливоохолоджувач; 10 – фільтр механічного очищення

Для енергетичного аналізу системи охолодження провізійних камер були використані параметри та характеристики циклу, отримані в реальних умовах експлуатації під час руху судна (рис. 2).



Рисунок 2.3 – Параметри роботи установки в режимі реального часу в ході судна

Вихідні дані для розрахунку:

Робоча речовина – R407F.

Тиск всмоктування: 1,12бар.

Тиск нагнітання: 18,2 бар.

Температура всмоктування: -31,9°C.

Температура нагнітання: 79°C.

Температура на вході в конденсатор: 42,5°C.

Температура на вході в економайзер: 38°C.

Температура на виході з економайзера: 6,5°C.

Гвинтовий компресор марки: GEAMMR-M-55-S-28.

Конструкція гвинтового компресора така, що він здійснює одноступеневе, або двоступеневе стиснення в залежності від температурного режиму роботи.

Головним фактором є температура в охолоджуваних об'єктах і як функція від неї температура кипіння у випарнику. Перехід машини з одноступеневого до двоступеневого стиснення покращує об'ємні характеристики компресора.

Теоретична об'ємна продуктивність компресора : $V_0 = 708 \text{ м}^3/\text{ч} \Rightarrow V_0 = 0,196 \text{ м}^3/\text{с}$.

За експериментальними даними загальний ступінь стиснення в компресорі складає: $\pi = \frac{p_k}{p_0} = \frac{18,2}{1,12} = 16,26$.

Тоді термодинамічний цикл машини здійснюється за двоступеневим стисненням з неповним проміжним охолодженням, паралельним дроселюванням і упорскуванням насиченої пари з економайзера у додатковий порт всмоктування.

За результатами обробки експериментальних даних сформовано термодинамічний цикл, представлений на діаграмах $\lg p-h$ та $T-s$ (рис. 2.4 а,б відповідно), визначено параметри у вузлових точках циклу (табл. 2.1), та проведено енергетичний розрахунок циклу, який виконаний класичними методами для двоступеневих холодильних машин [21].

На рисунку 2.4 процесистиснення:

1-2s – ізоентропійний (теоретичний) процес стиснення, $n = k$;

1-2 – дійсний процес стиснення в гвинтовому масло заповненому холодильному компресорі з відведенням теплоти в процесі стиснення від холодоагенту мастилом ($n < k$), внаслідок впорскування мастила в робочу порожнину гвинтового компресора.

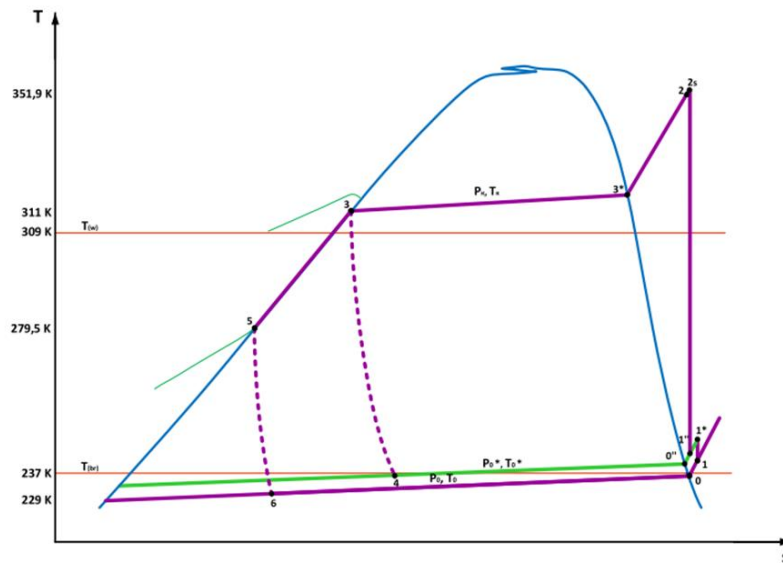


Рисунок. 2.4а – Термодинамічний цикл дійсної холодильної машини наданий в діграммі ($T-s$)

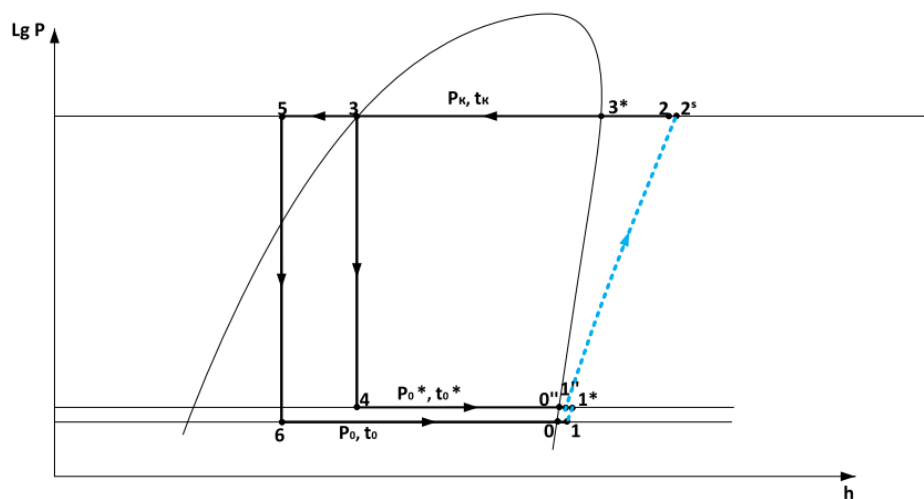


Рисунок.2.4б — Термодинамічний цикл дійсної холодильної машини наданий в діграммі ($lgp-h$)

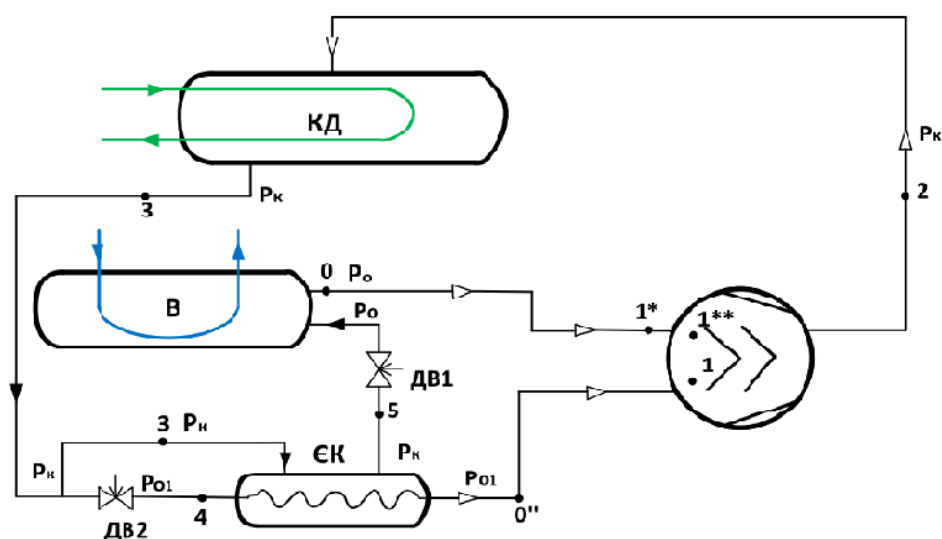


Рисунок 2.5 – Принципова холодильної установки

Таблиця 2.1. – Термодинамічні параметри в вузлових точках циклу на підставі даних про параметри роботи установки в режимі реального часу

№ Точки	Параметри				
	Тиск, p бар	Температура, t °C	Ентальпія, h , кДж/кг	Об'єм, v , кг/м ³	Ентропія, s кДж/кгК
0	1,12	-37,5	390	-	1,837
1	1,12	-31,9	395,7	0,21	1,851
1*	1,33	-25	400	-	1,851
1''	1,33	-30	397,9	0,18	1,836
0''	1,33	-34	392,8	-	1,826
2s		80	475,7	0,0161	1,836
2	18,2	79	469	0,0159	1,834
3	18,2	38	260	-	1,214
3*	18,2	42,5	418,5	-	1,721
4	1,33	-40	260	-	1,294
5	18,2	6,5	208	-	1,036
6	1,12	-42	208	-	1,067

Визначення характеристик циклу.

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_0 - h_6 = 390 - 208 = 182 \text{ кДж/кг} \quad (2.1)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{182}{0.21} = 866.66, \text{ кДж/м} \quad (2.2)$$

Коефіцієнт подавання компресора визначаймо:

$$\lambda = 0,92 - 0,015 \left(\frac{p_k}{p_0} \right) = 0,92 - 0,325 = 0,72 \quad (2.3)$$

З урахуванням конструкції компресора (теоретичної об'ємної продуктивності) визначимо максимальну холодопродуктивність машини в одноступеневому стисненні:

$$Q_0 = V_0 \cdot \lambda \cdot q_v = 0,196 \cdot 0,72 \cdot 866,6 = 122,29 \text{ кВт} \quad (2.4)$$

Незалежно від термодинамічного циклу (перехід від одноступеневого до двоступеневого стиснення) холодопродуктивність компресора залишається постійної.

Загальний ступень стиснення розділяється на два: низькотемпературний ступень працює за схемою «бустер-компресора» з $\pi \frac{p_0^*}{p_0} = \frac{1,33}{1,12} = 1,18,$

високотемпературний ступень працює за схемою звичайного одноступеневого стиснення з $\pi = \frac{p_k}{p_0^*} = \frac{18,2}{1,33} = 13,6.$

Під час двоступеневої роботи у циркуляцію холодоагенту включається економайзер, що забезпечує переохолодження рідини перед дроселюванням.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		21

Приймаємо (умовно), що через випарник йде відносна доля витрати холодоагенту $m_e = 1$ кг, тоді відносну частку витрат через економайзер позначимо $-(y \text{ кг})$; відносна частка витрат через конденсатор $m_{ко} = (1+y) \text{ кг}$.

Використовуючи тепловий баланс економайзера визначимо кількість холодоагенту відібраного на ДВ1.

Тепловий баланс економайзера:

$$1 \cdot h_3 + y \cdot h_4 = 1 \cdot h_5 + y \cdot h_{0''} \quad (2.5)$$

Відносна частка витрати холодоагенту, яка проходить крізь економайзер:

$$y = \frac{h_5 - h_3}{h_4 - h_{0''}} = \frac{208 - 260}{260 - 392,8} = 0,391 \text{ кг} \quad (2.6)$$

Параметри точки змішання ($1''$), яка утворюється в результаті змішування в компресорі двох потоків: підгорнутого основного потоку в компресорі від тиску P_0 до тиску P_0^* і насиченої пари з тиском P_0^* , яка впорскується в порожнину стискання гвинтового компресора після економайзера.

Рівняння процесу змішування має вигляд:

$$h_{1*} + y \cdot h_{0''} = (1+y) \cdot h_{1''}, \quad (2.7)$$

Ентальпія в точці визначається як:

$$h_{1''} = \frac{h_{1*} + y h_{0''}}{(1+y)} = \frac{400 + 0,391 \cdot 392,8}{(1+0,391)} = 397,9 \text{ кДж/кг} \quad (2.8)$$

Питома адіабатна робота стиснення:

— для стиснення в компресорі від p_0 до p_0^*

$$w_{cm1} = h_1 - h_{1*} = 400 - 395,7 = 4,3, \text{ кДж/кг} \quad (2.9)$$

— для стиснення в компресорі від p_0^* до p_k

$$w_{cm1} = (h_{2s} - h_{1''}) \cdot (1 + y) = (476,9 - 397,9) \cdot 1,391 = 109,88, \text{ кДж/кг} \quad (2.10)$$

Загальна робота стиснення в компресорі.

$$\sum w_a = 109,88 + 4,3 = 114,2 \text{ кДж/кг} \quad (2.11)$$

Питома дійсна робота стиснення:

З урахуванням адіабатного ККД гвинтового компресора: $\eta_a = 0,83$

— для стиснення в компресорі від P_0 до P_0^*

$$w_{cm1}^o = \frac{h_1 - h_{1^*}}{\eta_a} = \frac{4,3}{0,83} = 5,18, \text{ кДж/кг} \quad (2.9)$$

— для стиснення в компресорі від P_0^* до P_k

$$w_{cm1}^o = (h_2 - h_{1''}) \cdot (1 + y) = (465 - 397,9) \cdot 1,391 = 93,33, \text{ кДж/кг} \quad (2.10)$$

Загальна робота стиснення в компресорі.

$$\sum w_a^o = 5,18 + 93,33 = 98,51 \text{ кДж/кг} \quad (2.11)$$

Питоме тепло відведене в конденсаторі:

$$q_k = (h_2 - h_3) \cdot (1 + y) = (465 - 260) \cdot 1,391 = 205 \cdot 1,391 = 285,155, \text{ кДж/кг} \quad (2.12)$$

Масова витрата холодоагента крізь випарник:

$$M_a^B = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{122,29}{182} = 0,671 \text{ кг/с}. \quad (2.13)$$

Масова витрата холодоагента крізь конденсатор:

$$M_a^{k\partial} = M_a^B \cdot (1 + y) = 0,671 \cdot 1,391 = 0,934 \text{ кг/с} \quad (2.14)$$

Масова витрата холодоагента крізь економайзер:

$$M_a^{ек} = M_a^B \cdot y = 0,671 \cdot 0,391 = 0,2627 \text{ кг/с} \quad (2.15)$$

За результатами теплового розрахунку компресора в режимі двоступеневого стиснення відношення теоретичних об'ємних продуктивностей становить:

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						23
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Теоретична об'ємна продуктивність «бустер-компресора»:

$$V_0^{\delta-\kappa} = \frac{M_a^B \cdot v_1}{\lambda_{(\delta-\kappa)}} = \frac{0,671 \cdot 0,21}{0,99} = 0,142 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.16)$$

де $\lambda_{(\delta-\kappa)}$ коефіцієнт подавання «бустер-компресора»:

$$\lambda_{(\delta-\kappa)} = 0,92 - 0,01 \left(\frac{p_0^*}{p_0} \right) = 0,92 - 0,017 = 0,99 \quad (2.17)$$

Теоретична об'ємна продуктивність високотемпературного ступеня:

$$V_0^{\kappa\delta} = \frac{M_a^{\kappa\delta} \cdot v_{1''}}{\lambda_{(\kappa\delta)}} = \frac{0,934 \cdot 0,18}{0,857} = 0,196 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.18)$$

де $\lambda_{(\kappa\delta)}$ коефіцієнт подавання високотемпературного ступеня компресора:

$$\lambda_{(\kappa\delta)} = 0,92 - 0,015 \left(\frac{p_{\kappa}}{p_0^*} \right) = 0,92 - 0,205 = 0,857 \quad (2.19)$$

Відношення теоретичних об'ємних продуктивностей становить:

$$\frac{V_0^{\kappa\delta}}{V_0^{\delta-\kappa}} = \frac{0,196}{0,142} = 1,38 \quad (2.20)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$\sum N_a = M_a^B \cdot (h_1 - h_{1*}) + M_a^{\kappa\delta} \cdot (h_2 - h_{1''}), \text{ кВт} \quad (2.21)$$

$$\sum N_a = 0,671 \cdot (-395,7 + 400) + 0,933 \cdot (465 - 397,9) = 65,4 \text{ кВт}.$$

Ефективний ККД компресора визначається за графіком [1]: $\eta_e = 0,78$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{\sum N_a}{\eta_e} = \frac{65,4}{0,78} = 83,84 \text{ кВт} \quad (2.22)$$

Механічний ККД визначається за графіком [1]: $\eta_{\text{мех}} = 0,84$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_e \cdot \eta_{\text{мех}} = 83,84 \cdot 0,84 = 70 \text{ кВт}. \quad (2.23)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						24
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \frac{N_a}{N_i} = \frac{65,4}{67} = 0,92 \quad (2.24)$$

Відносна витрата оливи, що подається в компресор:

$$q_m = 0,75 + 0,3 \cdot \left(\frac{P_\kappa}{P_0} \right) = 0,75 + 0,3 \cdot \left(\frac{18,2}{1,12} \right) = 5,65 \text{ кг оливи/кг агенту} \quad (2.25)$$

Масова витрата оливи:

$$M' = M_a^{\kappa\delta} \cdot q_m = 0,933 \cdot 5,65 = 5,27 \text{ кг/с.} \quad (2.26)$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_{\kappa\delta} = M_a^{\kappa\delta} \cdot (h_2 - h_3) = 0,933 \cdot (465 - 260) = 191,2 \text{ кВт} \quad (2.27)$$

Теплове навантаження на економайзер:

$$Q_{ек} = M_a^{ек} \cdot (h_{0^*} - h_4) = M_a^B \cdot (h_3 - h_5) = 0,2627 \cdot (392,8 - 260) = 34,8 \text{ кВт} \quad (2.28)$$

Теоретичний коефіцієнт перетворення

$$COP_a = \frac{q_0}{\sum w_a} = \frac{182}{114,2} = 1,59 \quad (2.29)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення

$$COP_{дійс} = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{122,29}{83,84} = 1,45 \quad (2.30)$$

Енергозбереження в компресорі забезпечується безступеневим регулюванням об'ємної продуктивності у поєднанні з розширеним змінним діапазоном V_0 (внутрішнім об'ємом). Швидкість регулюється зміною частоти обертання валу. Такі заходи забезпечують максимальну ефективність за повним та частковим тепловим навантаженням.

Результати розрахунків надано в таблиці 2

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						25
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Таблиця 2.2 – Характеристики машини при змінному навантаженні на компресор.

	100%	80%	75%	60%	50%	25%	10%
Q_0	122,29	95,03	91,50	73,20	61,0	30,5	12,2
M_a^B	0,671	0,522	0,502	0,402	0,335	0,167	0,067
$M_a^{\kappa\partial}$	0,933	0,726	0,698	0,559	0,465	0,232	0,093
$M_a^{ек}$	0,262	0,2041	0,196	0,157	0,130	0,09	0,0261
$V_0^{\delta-\kappa}$	0,142	0,110	0,1057	0,0847	0,0707	0,035	0,0141
V_0^{ec}	0,196	0,152	0,146	0,117	0,0976	0,0487	0,0195
$\sum N_a$	65,4	50,95	48,99	39,23	32,642	16,29	6,59
N_e	83,84	65,32	62,80	50,29	41,84	20,88	8,44
$Q_{\kappa\partial}$	191,265	148,33	143,09	114,59	95,32	47,56	19,065
$COP_{дйис}$	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45

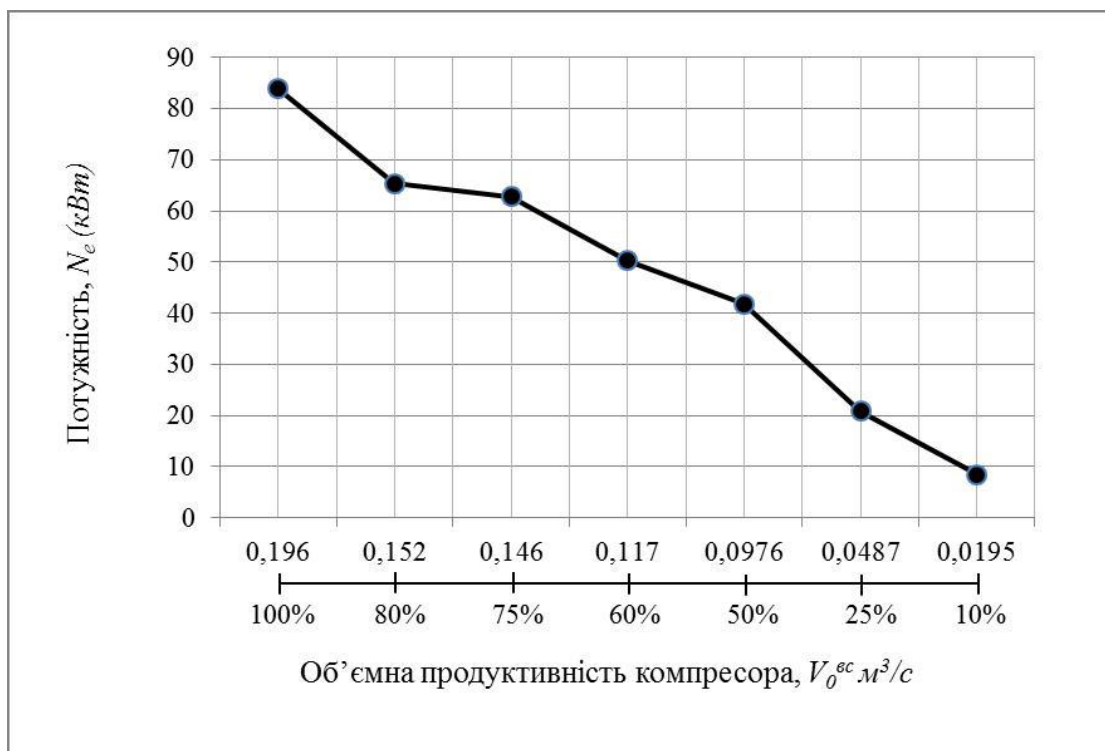


Рисунок 2.6 – Залежність потужності компресора від зміни теоретичної об'ємної продуктивності компресор

Для проведення аналізу енергозбереження при роботі холодильної машини в умовах круїзу розглянемо окремий випадок. Лайнер знаходиться в круїзі 30 днів (тур навколо Європи). Кількість годин в круїзі складає 720 годин. Тоді час руху в одному напрямку -360 годин. Судно перетинає температурну кордон в одному напрямі і знаходиться в постійному температурному полі тричі: 40% часу при температурі навколишнього середовища -36°C , 30%- 25°C , 30% - 20°C .

Теплове навантаження на охолоджувані камери зменшується в такому ж співвідношенні. Відповідно до графіка (рис. 2.6) в першому режимі компресор працює на 75% продуктивності, у другому на 50% і в третьому на 25%.

Загальна споживана потужність складе: $\sum N_e = 83,84 \cdot 0,4 + 0,3 \cdot 41,84 + 0,3 \cdot 20,88 = 52,3 \text{ кВт}$.

Відносна економія енергоспоживання складе: 31,54 кВт чи 37%

2.3. Тепловий та конструктивний розрахунок конденсатора

Конденсатор охолоджується дистильованою водою оборотного водопостачання.

Дистильована вода охолоджується в пластинчастому теплообміннику - заборотною водою.

Тип конденсатора горизонтальний кожухотрубний

Максимальне теплове навантаження на апарат $Q_{\text{ко}} = 191,2 \text{ кВт.}$

Температура конденсації $t_k = 38^\circ\text{C.}$

Температура води на вході в апарат $tw1 = 34^\circ\text{C.}$

Температура води на виході з апарату $tw2 = 36^\circ\text{C.}$

Внутрішній діаметр апарату $D_{\text{вн}} = 323,9 \text{ мм.}$

Довжина апарату $L = 2100 \text{ мм.}$

Кількість ходів по воді: $z = 4.$

Загальне число труб в апараті $n = 113 \text{ шт.}$

В конденсаторі використовуються латунні (трубки з накатними ребрами наступної геометрії:

$d_{\text{вн}} = 14,6 \text{ мм-}$ внутрішній діаметр труби;

$d_{\text{впад}} = 17,4 \text{ мм-}$ діаметр впадин;

$d_{\text{вист}} = 20,2 \text{ мм-}$ зовнішній діаметр труби;

$u = 1,25 \text{ мм-}$ крок між ребрами;

Коефіцієнт оребрення: $\beta = 3,5 \text{ мм.}$

Товщина ребра: $\delta_p = 0,3 \text{ мм.}$

Профіль оребрення показаний на рисунку

Визначаємо середню логарифмічну різницю температур:

$$\Theta_m = \frac{(t_w^{\text{вх}} - t_w^{\text{вх}})}{\ln \frac{(t_k - t_w^{\text{вх}})}{(t_k - t_w^{\text{вх}})}}, ^\circ \quad (2.31)$$

де t_k - мінімальна температура конденсації холодильного агента, $^\circ\text{C}$

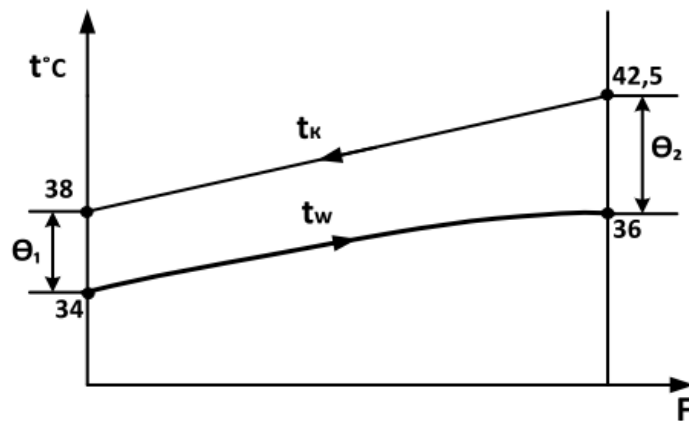


Рисунок. 2.7 – Схема руху потоків робочих середовищ в кожухотрубному конденсаторі

t_w^{ex}, t_w^{in} – температура води на вході і виході з конденсатора, °C

$$\Theta_m = \frac{(34 - 36)}{\ln \frac{(38 - 34)}{(38 - 36)}} = \frac{2}{0,287} = 2,88^\circ\text{C}.$$

Масова витрата води в апараті:

$$G_w^F = \frac{Q_k}{c_p^w \cdot \Delta t_w}, \text{ кг / с} \quad (2.32)$$

де Q_k - теплове навантаження на конденсатор, кВт

c_p^w - теплоємність води при Δt_w^{cp} , КДж / кг·

Δt_w - різниця температур води на виході та вході в апарат, °C

$$\Delta t_w = t_w^{in} - t_w^{ex} = 36 - 34 = 2^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні властивості води в діапазоні температур: $\bar{t} = 35^\circ\text{C}$

$\rho_w = 995,7 \text{ кг/м}^3$ - густина води; кг/м^3 ;

$\lambda = 62.65 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коефіцієнт теплопровідності;

$\nu = 0.732 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\text{Pr} = 4.865$ - критерій Прандтля.

$$G_w^F = \frac{191,2}{4,174 \cdot 2} = 22,8 \text{ кг / с}.$$

Швидкість руху води в трубах визначимо, з урахуванням конструктивних характеристики конденсатора:

$$\omega_w = \frac{4 \cdot G_w^F}{\pi \cdot (d_{\text{вн}})^2 \cdot \rho_w \cdot n} = \frac{4 \cdot 22,8}{3,14 \cdot (14,6 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 995,7 \cdot 31} = 4,41 \text{ м/с.} \quad (2.33)$$

Визначаємо режим руху води:

$$\text{Re} = \frac{\omega_w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_w} \quad (2.34)$$

$$\text{Re} = \frac{4,41 \cdot 14,6 \cdot 10^{-3}}{0,732 \cdot 10^{-6}} = 87959,01.$$

Визначаємо критерій Нусельта:

$$\text{Nu}_w = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \quad (2.35)$$

$$\text{Nu}_w = 0,021 \cdot 87959,01^{0,8} \cdot 4,865^{0,43} = 374,187.$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддавання з боку води:

$$\alpha_w = \frac{\text{Nu}_w \cdot \lambda_w}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт / м}^2. \quad (2.36)$$

$$\alpha_w = \frac{374,187 \cdot 62,65 \cdot 10^{-2}}{14,6 \cdot 10^{-3}} = 16056 \text{ Вт / м}^2.$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддавання з боку агенту R407F.

Зовнішня площа одного ребристого елементу:

$$F_{\text{зов}} = \beta \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,5 \cdot \pi \cdot 14,6 \cdot 10^{-3} = 0,160 \text{ м}^2/\text{м}. \quad (2.37)$$

Внутрішня площа одного ребристого елементу:

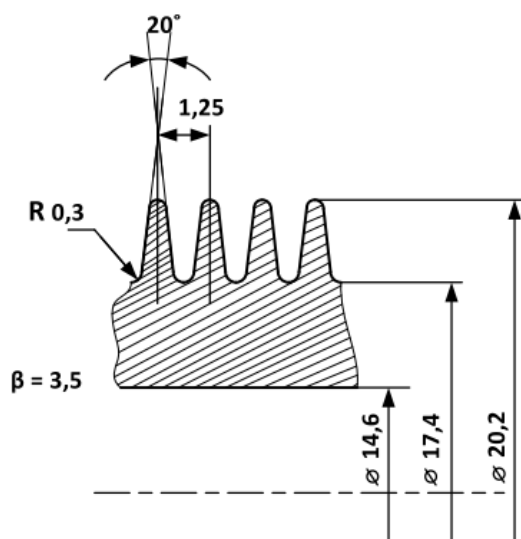
$$F_{\text{вн}} = \frac{F_{\text{зов}}}{\beta} = 0,160 / 3,5 = 0,0457 \text{ м}^2/\text{м}. \quad (2.38)$$

Висота ребра:

$$h = 0,5 \cdot (D - d) = 0,5 \cdot (20,2 \cdot 10^{-3} - 17,4 \cdot 10^{-3}) = 0,014 \text{ м}. \quad (2.39)$$

Приведена висота ребра:

$$h_1 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{\text{вист}}^2 - d_{\text{впад}}^2}{d_{\text{вист}}} \right) = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{(20,2 \cdot 10^{-3})^2 - (17,4 \cdot 10^{-3})^2}{20,2 \cdot 10^{-3}} \right) = 0,00409 \text{ м}. \quad (2.40)$$



Риунок 2.8 – Конструкція зовнішнього оребрення труб у конденсаторі

Ефективність ребра (для низьких накатних ребер) $E=1$

Теплофізичні властивості холодильного агенту (рідини) при середній температурі конденсації: $\bar{t}_{R407F} = 40,25^{\circ}\text{C}$.

$r_p R407F = 158,5 \text{ кДж/кг}$ - прихована теплота пароутворення агента;

$\rho_p R407F = 932 \text{ кг/м}^3$ - густина рідкого агента

$\lambda_p R407F = 0.08 \frac{\text{Вт}}{\text{м}} \cdot \text{К}$ - теплопровідність рідкого R407F

$\mu_p R407F = 1.27 \cdot 10^{-4} \text{ Па}$ - коефіцієнт динамічної в'язкості.

Коефіцієнт тепловіддавання з боку холодильного агента, який віднесено до внутрішньої поверхні оребреної труби:

$$\alpha_a = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot (\rho_{\text{ж}})^2 \cdot \lambda_{\text{ж}}^3 \cdot g}{\mu_{\text{ж}} \cdot d_{\text{впадин}}}} \cdot n^{-1/6} \cdot \phi_p \cdot \beta \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{ст}})^{-1/4} \quad (2.41)$$

Коефіцієнт, що враховує різні умови конденсації на горизонтальних і вертикальних поверхнях оребрених труб.

$$\phi_p = 1,3 \cdot \frac{F_6}{F_{306}} \cdot E^{3/4} \cdot \left(\frac{d_{\text{ен}}}{h_1} \right)^{1/4} + \frac{F_2}{F_{306}}, \quad (2.42)$$

Поверхня вертикальних ділянок ребер:

$$F_{\epsilon} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{вист}}^2 - d_{\text{впад}}^2)}{2 \cdot u \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{\pi \cdot ((20.2 \cdot 10^{-3})^2 - (17.4 \cdot 10^{-3})^2)}{2 \cdot 1.25 \cdot 10^{-3} \cdot \cos \frac{20}{2}} = 0.134 \text{ м/м.} \quad (2.43)$$

Поверхня горизонтальних ділянок труби

$$F_{\epsilon} = F_{\text{зов}} - F_{\epsilon} = 0.160 - 0.134 = 0.0256 \text{ м/м.} \quad (2.44)$$

$$\phi_p = 1,3 \cdot \frac{0.134}{0.160} \cdot 1^{3/4} \cdot \left(\frac{0.0174}{0.00409} \right)^{1/4} + \frac{0.0256}{0.160} = 1.72. \quad (2.45)$$

$$\alpha_a = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{158 \cdot 10^3 \cdot (932)^2 \cdot 0.08^3 \cdot 9.81}{1.27 \cdot 10^{-4} \cdot 0.0174}} \cdot 9^{-\frac{1}{6}} \cdot 1.72 \cdot 3,5 (t_k - t_{\text{ст}})^{-1/4} \quad (4.46)$$

$$\alpha_a = 12717 \cdot (t_k - t_{\text{ст}})^{-1/4}$$

Густина теплового потоку з боку води до стінки труби:

$$q_{\omega F_{\text{вн}}} = \frac{(t_{\text{ст}} - t_{\text{води}})}{\frac{1}{\alpha_{\text{води}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} \quad (2.47)$$

$$q_{\omega F_{\text{вн}}} = \frac{\theta_{\text{води}}}{1/16056} + 13.3 \cdot 10^{-6} = 13230$$

$$(t_{\text{ст}} - t_{\text{води}}) = \theta_{\text{води}}$$

де $\sum \frac{\delta}{\lambda}$ - прийнятий термічний опір стінки труби:

$$\frac{\delta_{\text{тр.}}}{\lambda_{\text{тр.}}} = \frac{1.55 \cdot 10^{-3}}{116} = 13.3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{Вт} \cdot \text{К}} \quad (2.47)$$

Густина теплового потоку з боку холодильного агента до стінки труби:

$$q_{a F_{\text{вн}}} = \alpha_a \cdot \theta_a, \text{ де}$$

$$\theta_a = t_k - t_{\text{ст}}, \text{ тоді: } q_{a F_{\text{вн}}} = 12717 \cdot \theta_a^{0.75} \quad (2.48)$$

$$q_{\omega F_{\text{вн}}} = 13230 \cdot \theta_{\text{води}}$$

Густина теплового потоку в апараті визначимо графоаналітичним методом.

Задаємося різними значеннями і визначаємо густина теплового потоку з боку агента θ_a

Переймаючись значенням θ_{ϵ} і θ_a будуюмо графіки залежності питомої теплового потоку

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		32

Таблиця 2.3 – Дані для розрахунку щільності теплового потоку в конденсаторі

θ_a	0.5	0.75	1	1.5	2
θ_w		2	-	-	
$q_a F_{BH}$	7561	10248	12717	17236	21387
$q_w F_{BH}$	6615	9922.5	13230	-	

За графіка визначаємо, що питома теплового потоку $q_f = 17500 \text{ Вт / м}^2$.

Визначаємо площу внутрішньої поверхні апарату.

$$F_{BH} = \frac{Q_K}{q_f} = \frac{191200}{17500} = 10,9, \text{ м}^2 \quad (2.49)$$

Сумарна довжина труб в апараті

$$L = \frac{F_{BH}}{\pi \cdot d_{BH}} = \frac{10,9}{3,14 \cdot 14,6 \cdot 10^{-3}} = 238, \text{ м} \quad (2.50)$$

кількість труб n_p зменшуємо до найближчого табличного значення:

$$n_{пз} = 91 \text{ шт.}$$

Визначаємо довжину труб апарату.

$$L = \frac{L}{n_{пз}} = \frac{238}{113} = 2,1, \text{ м} \quad (2.51)$$

Крок труб по горизонталі: $S_1 = 1,25 \cdot d_{вист} = 1,25 \cdot 20,2 = 25,25 \text{ мм.}$

Кількість труб по діагоналі: $m = 13$.

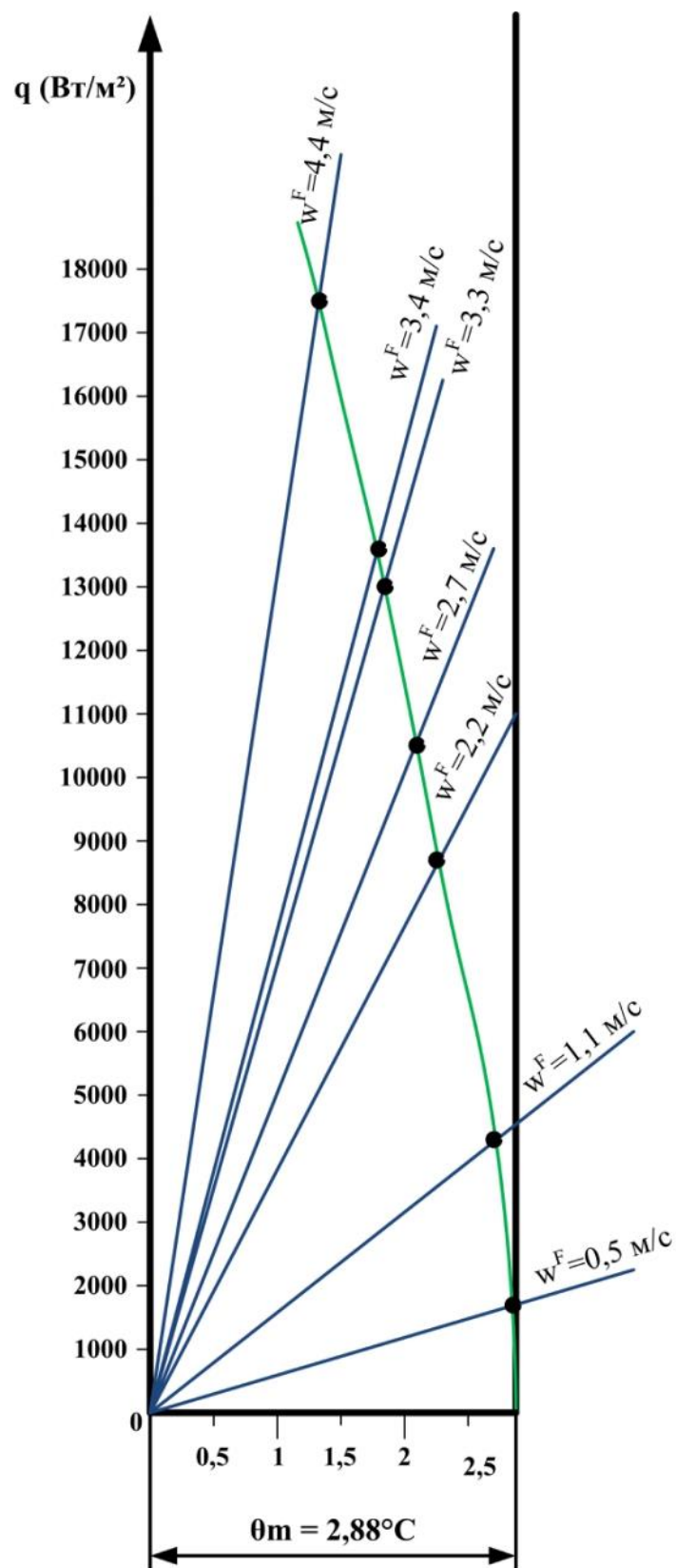


Рисунок 2.9 – Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в конденсаторі при змінній швидкості води (дистилляту)

2.4. Енергетичний аналіз системи відведення тепла на судні

Енергоефективність є головним завданням при проектуванні і експлуатації суднових холодильних машин. Енергоспоживання додаткового холодильного обладнання становить значну частину загальної енергії холодильної системи. Йдеться про водяні насоси, що забезпечують циркуляцію теплоносія в системі відведення тепла.

Споживана насосними системами енергія на борту суден становить майже 50% від загального енергоспоживання.

Джерелом відведення тепла в центральній системі охолодження судових механізмів є забортна вода.

Температура забортної води і її густина змінюється в широкому діапазоні в залежності від району плавання і солоності води.

Для підвищення експлуатаційної надійності суднових механізмів, включно з конденсаторами холодильних установок, використовують непрямі системи охолодження. Тепло відводиться проміжним теплоносієм, очищеною водою (дистилятом), який циркулює в замкнутому контурі, віддаючи тепло забортній воді (рис.2.10).

Система відведення тепла на судні за конструкцією являє собою два теплообмінника, що працюють на трьох температурних рівнях: низькій - забортна вода; середній рівень - дистилят; високий - температура конденсації холодоагенту або температура теплоносія від інших механізмів судна. Середній рівень регулюється за допомогою терморегулятора (в межах заданої нерівномірності).

У такій системі задіяно шість насосів. Насоси для забортної води завжди мають електричний привод. Продуктивність насосів визначається потужністю головного двигуна і розмірами корабля. Всі судові системи працюють в надзвичайно динамічному середовищі.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		35

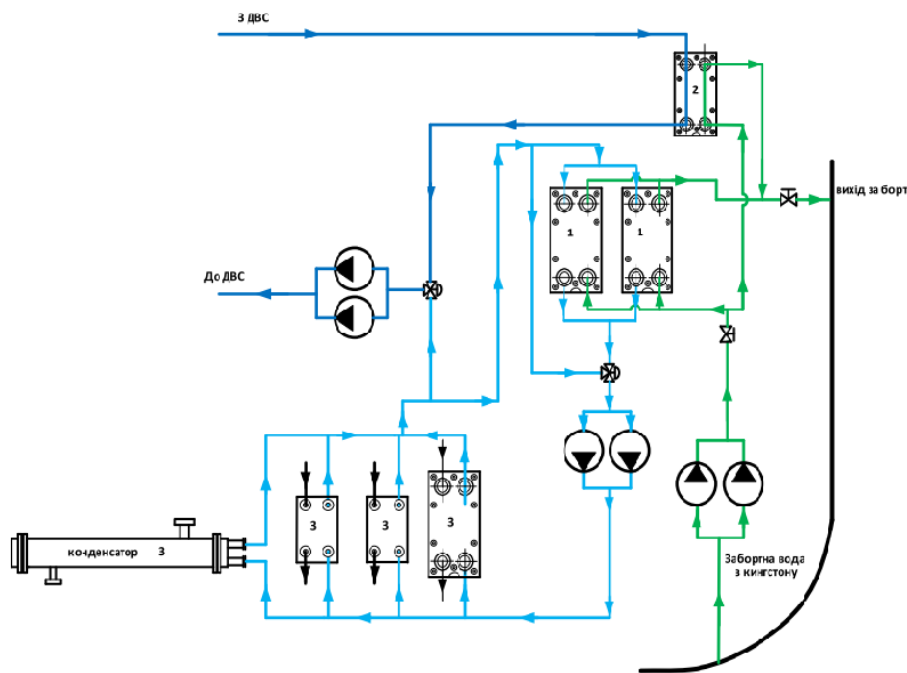


Рисунок.2.10 – Принципова схема відведення тепла на судні
1-теплообмінник заборної води; 2 теплообмінник головного ДВС; 3 –
теплообмінники суднових систем

Ця ситуація загалом пов'язана зі зміною навантаження двигуна і температурою морської води. Судна ходять в міжнародних водах, тому вони завжди підлягають різним кліматичним умовам.

Витрата води в центральній системі водяного охолодження безпосередньо залежить від цієї ситуації. Всі насоси заборної води від самого початку розраховані на роботу в тропічних умовах при постійній масовій витраті води (норми ІМО тропічних умов: температура заборної води -36°C , при температурі навколишнього повітря -45°C). Згідно зі стандартами тропічних умов усі охолоджуючі насоси повинні бути спроектовані так, щоб вони працювали при навантаженні 110%.

З погляду на споживання енергії насоси працюють неефективно, коли зовнішні умови відрізняються від тропічних. Зменшення теплового навантаження суднових установок вимагає зменшення витрат заборної води. У

звичайних умовах насоси працюють з повним завантаженням, а регулювання подачі заборотної води здійснюється байпасною лінією. Таким чином виникають природні втрати енергії.

Для економії енергії можна здійснювати регулювання витрати заборотної води шляхом зміни продуктивності насоса. Цього можна досягти за рахунок застосування насосів з регульованою швидкістю (установка спеціального двигуна з інвертором).

Проаналізуємо систему відведення тепла в холодильній установці.

Нормальний підігрів дистилляту в конденсаторі регламентований і не перевищує 1-3 град. Температура входу дистилляту залишається завжди постійною та визначає параметри процесу конденсації. Якщо холодагент - однокомпонентна речовина, то тиск і температура - постійні величини. Якщо холодагент неазеотропна суміш - то тиск конденсації постійний, а температура конденсації змінюється.

Наявність неазеотропної суміші і непрямой системи відведення тепла конденсації призводять до додаткових незворотних втрат в судновій холодильній установці, які потрібно враховувати при вирішенні завдання енергозбереження на судах.

Розглянемо комплекс: теплообмінник заборотної води - конденсатор, та проаналізуємо його роботу з залученням термодинамічного аналізу.

Процеси в даних теплообмінниках термодинамічно відносять до четвертої групи реальних процесів [20] - незворотних як внутрішньо, так і зовнішньо, тобто в процесах відсутні умови внутрішньої рівноваги робочої речовини і умови рівноваги між робочою речовиною і джерелами тепла, що знаходяться з ним у взаємодії.

Залежно від району плавання і пори року можливі два варіанти розподілення температур в системі відведення тепла (рис. 2.11а,б).

Як правило, максимальна температура води в тропіках становить 36°C, мінімальна температура близько 5°C (виключаючи полярний регіон).

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		37

Режим перший. Температура заборної води близька до температури дистилляту (рис.2.11а.) Для забезпечення температурного режиму в системі масова витрата заборної води максимальна, підігрів води мінімальний і характер зміни температур обох потоків (дистилляту і заборної води) подібні. У цьому випадку процес теплопередавання наближений до зворотного, а незворотні втрати пов'язані лиш з гідравлічними втратами.

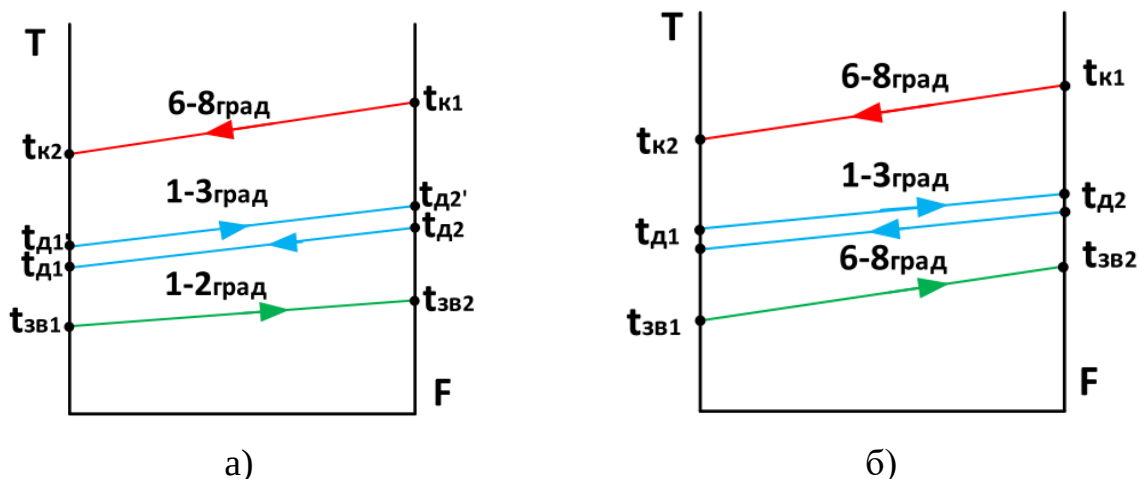


Рисунок 2.11– Змінення температур робочих середовищ в теплообмінниках відведення тепла на судні

Режим другий. Температура заборної води значно нижче за температуру дистилляту (рис.2.11б). Для забезпечення температурного режиму в системі конденсатора необхідне зниження витрати заборної води з відповідним збільшенням підігріву води. В цьому випадку незворотні втрати будуть пов'язані з теплопередаванням.

Для оцінки енергоефективності системи розглянемо схему розподілу температур в теплообміннику заборної води (рис.2.12)

Регулювання витрати морської води здійснюється за допомогою байпасної лінії 5 (рис 2.12), щоб підтримувати температуру дистилляту на виході з теплообмінника заборної води на рівні 34°C. В цьому випадку, чим нижче температура заборної води, тим більше масова витрата через байпас.

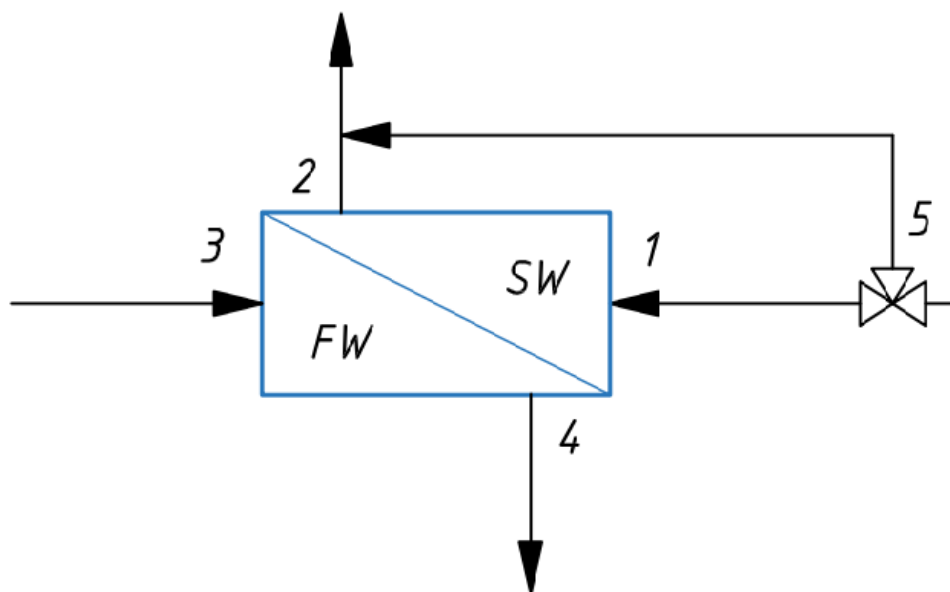


Рисунок 2.12 – Центральний теплообмінник заборотної води

Масова витрата заборотної води для різних температур можна розрахувати по тепловому балансу двох теплообмінників: конденсатора і теплообмінника заборотної води:

$$Q_{\kappa\theta} = G_w^F \cdot c_p (t_3 - t_4) = G_w^S \cdot c_p (t_2 - t_1) \quad (2.52)$$

Будемо вважати максимальною масову витрату морської води по відношенню виключно до витрати дистилляту в конденсаторі при тропічних умовах роботи.

Вихідні дані:

Температура морської води на вході в апарат $t_{w1}^S = 32^\circ\text{C}.$

Температура морської води на виході з апарату $t_{w2}^S = 34^\circ\text{C}.$

Температура дистилляту на вході в апарат $t_{w4}^F = 34^\circ\text{C}.$

Температура дистилляту на виході з апарату $t_{w4}^F = 36^\circ\text{C}.$

Максимальна витрата морської води (з урахуванням ур.3.1-3.3.п 3) складе:

$$G_w^S = \frac{G_w^F \cdot c_p (t_{w4}^F - t_{w3}^F)}{c_p (t_{w2}^S - t_{w1}^S)} = \frac{G_w^F (t_{w4}^F - t_{w3}^F)}{(t_{w2}^S - t_{w1}^S)} = G_w^F = 22,8 \text{ кг/с}.$$

В цьому випадку масова витрата байпасної лінії $G_w^{\delta,n} = G_w^F - G_w^S$ дорівнює нулю.

Потужність, що споживається насосом заборотної води:

$$N_p = \frac{\rho g \Delta P G_w^S}{1000 \cdot \eta_p}, \quad (2.53)$$

де:

$N_e = \rho g \Delta p$ - гідравлічна потужність насоса, кВт для конкретного заданого судна величина постійна.

η_p - ККД насоса також величина постійна

Тоді можна прийняти умови:

$$A = \frac{\rho g \Delta p}{1000 \cdot \eta_p} = const \Rightarrow N_p = A G_w^S \quad (2.54),$$

де

G_w^S – витрата морської води, кг/с.

A – пропорційний множник.

Таблиця 2.4 – Системні значення характеристик теплообмінника заборотної води для різних температур морської води при постійній масовій витраті і 100% навантаженні на компресор

$t_{w1}^S, ^\circ\text{C}$	$G_w^F, \text{кг/с}$	$G_w^{\delta,n}, \text{кг/с}$	$G_w^S, \text{кг/с}$	$N_p, \text{кВт}$
10	22,8	20,89	22,8	22,8А
15	22,8	20,39	22,8	22,8А
20	22,8	19,55	22,8	22,8А
25	22,8	17,74	22,8	22,8А
28	22,8	15,74	22,8	22,8А
30	22,8	11,4	22,8	22,8А
32	22,8	0	22,8	22,8А

Як показує таблиця 2.4 потужність насоса, витрати заборотної води і дистилляту - постійні величини, незважаючи на зміну температури заборотної води.

Економію енергії можливо здійснити шляхом регулювання масових витрат морської води і дистилляту. Таке рішення виключає використання байпасних ліній і призведе до зниження енергії на привід насосів обох потоків.

Регулювання здійснюється з використанням частотно-регульованого приводу, зі зміною частоти обертання валів насосів.

При змінному тепловому навантаженні на конденсатор, пов'язаному зі зміною теплових навантажень на охолоджувані об'єкти, визначимо витрати дистилляту через конденсатор. Розрахунок виконано з залученням рив (2.31-2.51), і рис. 2.9 результати надано в таблиці 2.5

Таблиця 2.5. – Параметри роботи конденсатора при зміні продуктивності судновий холодильної установки

Характеристики конденсатора	Частка об'єму стиснення в залежності від положення золотника						
	100%	80%	75%	60%	50%	25%	10%
$Q_{\kappa\partial}, (\text{кВт})$	191,37	148,33	143,09	114,09	95,32	47,56	19,065
$M_a^{\kappa\partial}, \text{кг/с}$	0,933	0,726	0,698	0,559	0,465	0,232	0,093
$w_w^F, \text{м/с}$	4,41	3,44	3,30	2,65	2,209	1,102	0,441
$G_w^F, \text{кг/с}$	22,8	17,768	17,14	13,726	11,418	5,697	2,283
Re	87959	68578	66139	52975	44059	211979	8796
Nu	374,19	306,63	297,87	249,41	215,2	123,39	59,4
α_w^F	16057	13157	12781	10702	9234	5294	2545
$q_{F_{\text{вн}}}^F$	17500	13608	13127	10512	8745	4363	1749

Таблиця 2.6. – Зміна витрати морської води в теплообміннику забортної води при зміні продуктивності судновий холодильної установки і різних температур морської води

	$G_w^S, \text{кг/с}$						
$t_{wl}^S, ^\circ\text{C}$	100%	80%	75%	60%	50%	25%	10%
10	1,91	1,47	1,42	1,14	0,95	0,47	0,19
15	2,41	1,86	1,805	1,44	1,20	0,59	0,204
20	3,25	2,535	2,44	1,95	1,629	0,81	0,302
25	5,06	3,94	3,81	3,046	2,534	1,26	0,507
28	7,06	5,91	5,7	4,57	3,801	1,89	0,76
30	11,04	8,87	8,57	6,855	5,702	1,26	1,14
32	22,8	17,76	17,14	13,71	11,41	5,69	2,2

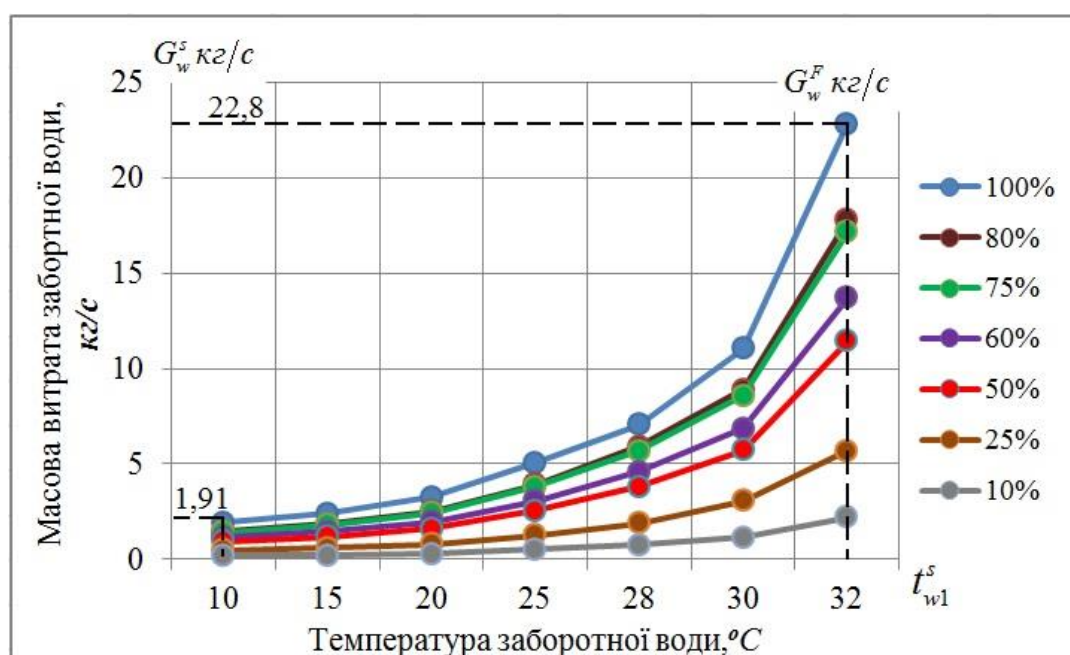


Рисунок 2.13 – Залежність масової витрати забортної води від температури морської води за різною об'ємною продуктивністю компресора

Відповідно до зображення на рис.2.13 при температурах води від 10°C до 25°C, витрата води практично не залежить від продуктивності компресора.

Значні розбіжності у витраті забірної води спостерігаються в інтервалі від 28°C до 32°C. У цьому випадку витрата води залежить від об'ємної продуктивності компресора. При всіх умовах, що змінюються температура дистилляту на виході з теплообмінника залишається постійною, а витрата залежить від продуктивності компресора.

Аналіз показує, що для забезпечення енергозберігаючого режиму роботи холодильної машини необхідно використовувати електродвигуни з регуляторами частоти на насоси подачі заборної води і дистилляту.

Таблиця 2.7. – енергоспоживання насосом заборної води, в% в залежності від температури заборної води і теплового навантаження на об'єкти охолодження

	Енергоспоживання насосом заборної води N , %						
t_{wl}^s °C	100%	80%	75%	60%	50%	25%	10%
10	8,37	8,27	8,28	8,31	8,32	8,26	8,63
15	10,57	10,47	10,5	10,5	10,51	10,36	9,27
20	14,7	14,25	14,23	14,22	14,27	14,23	13,72
25	22,19	22,18	22,23	22,21	22,2	22,2	23,01
28	30,96	33,27	33,25	33,3	33,3	33,21	34,5
30	48,42	49,94	50	50	50,7	49,9	51,5
32	100	100	100	100	100	100	100

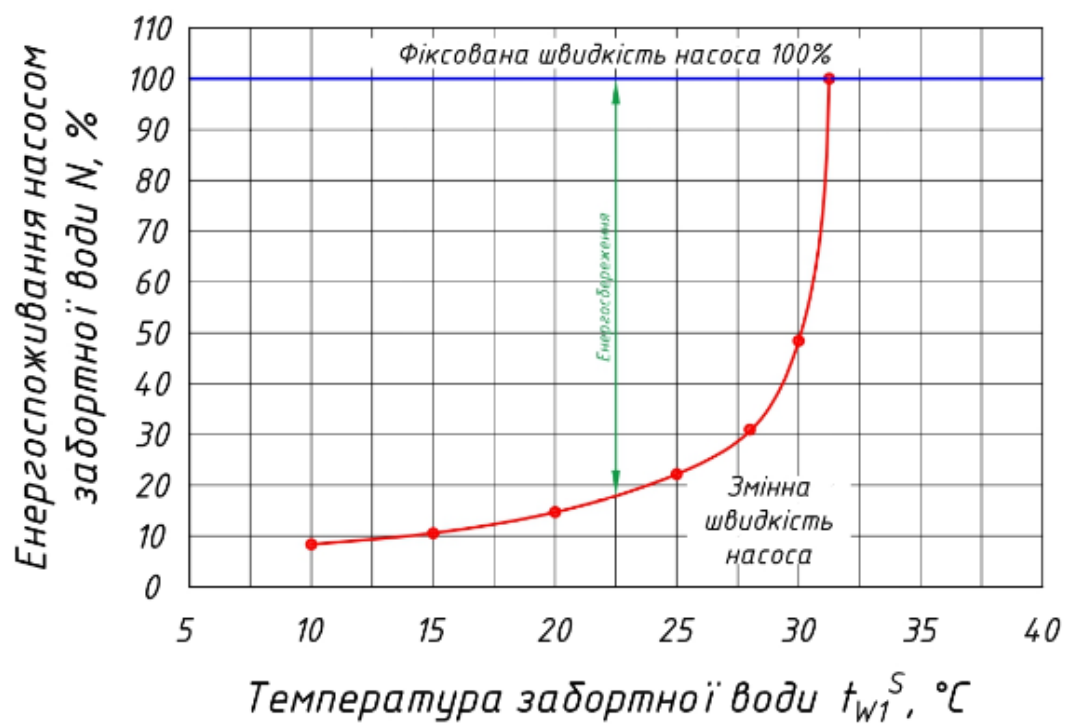


Рисунок 2.14 – Порівняння енергоспоживання насосів заборотної води при фіксованій швидкості та потужності насоса і при змінній швидкості та потужності насоса.

2.5. Тепловий та конструктивний розрахунок кожухотрубного випарника

Випарник представляє собою кожухотрубний теплообмінник з кипінням холодоагенту R407F ;у середині труб, а холодоносії (етиленгліколь 45) рухається в між трубному просторі.

Геометричні характеристики труб :

Труби виконані з нержавіючої сталі марки: **AISI 316L**

Коефіцієнт теплопровідності сталі: $\lambda_{ст} = 27 \text{ Вт/мК}$.

Зовнішній діаметр труби-

$$d_{вн} = 8.5 \text{ мм}$$

Внутрішній діаметр труби;

$$d_з = 9.5 \text{ мм}$$

Пучок труб – шаховий гексагональний;

Крок труб:

$$S = 19 \text{ мм};$$

Кількість ходів в апараті:

$$z=2$$

Загальне число труб в апарати

$$n=330 \text{ шт.}$$

Внутрішній діаметр апарату

$$D_{вн} = 406.4 \text{ мм}$$

Довжина апарату

$$L = 3200 \text{ мм} /$$

В якості холодоносія використовується – етиленгліколь 60.

Мінімальна температура кипіння R407F в випарнику: $t_0 = -44^0 \text{ C}$,

$Q_0 = 123 \text{ кВт}$ - холодопродуктивність апарату.

$t_{em1} = -34^0 \text{ C}$ – температура холодоносія на вході в апарат.

$t_{em2} = -38^0 \text{ C}$ – температура холодоносія на виході з апарату.

$M_a^B = 0,671 \text{ кг/с}$ – масова витрата холодоагенту через випарник

Визначаємо середній логарифмічний температурний напір між киплячим R407F і холодоносієм:

$$\theta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln\left(\frac{\theta_1}{\theta_2}\right)} = \frac{t_{em1} - t_{em2}}{\ln\left(\frac{t_{em1} - t_n}{t_{em2} - t_n}\right)} = \frac{-34 + 38}{\ln\left(\frac{-34 + 44}{-38 + 44}\right)} = 7.83^0 \text{ C} \quad (2.54)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		45

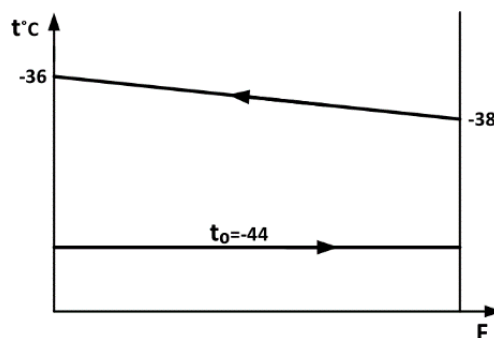


Рисунок 2.15 – Схема руху потоків робочих середовищ в кожухотрубному випарнику

Руху теплоносія має складний характер. На одній частині поверхні рідина рухається поперек труб, на іншій -вдовж. Однак перша частина поверхні переважна.

При цьому загальний коефіцієнт тепловіддавання зменшується, по-перше, через те, що його значення для породільного омивання трубок на 30-40% нижче, ніж для поперечного, по-друге, через те що частина холодоносія протікає не впоперек труб, а уздовж осі випарника крізь зазори між перегородкою і трубками, а так само між перегородкою і корпусом [14].

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддавання від холодоносія до труб використовують рівняння

Теплофізичні властивості етиленгліколю 60 знаходимо при середній температурі: $\bar{t}_{em} = t_0 + \theta = -44 + 7.83 = -36.17^\circ C$

$\mu_{em} = 0.089975 \text{ Па} \cdot \text{с}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$\nu_{em} = 81.25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_{em} = 0.414 \text{ Вт} / \text{м} \cdot \text{К}$ – коефіцієнт теплопровідності.

$\rho_{em} = 1106 \text{ кг} / \text{м}^3$ – густина гліколю;

$c_p = 3.14 \text{ кДж} / \text{кг}$ – теплоємність гліколю;

$Pr = 680.71$ критерій Прандтля.

У якості характерного розміру прийнятий зовнішній діаметр труби.

Швидкість руху холодоносія в між трубному просторі визначається знаючи діаметральний перетин між трубного простору:

$$f = 0,785 \cdot (D_{\text{вн}}^2 - n \cdot d_{\text{зов}}^2) / z = 0,785 \cdot (0,4064^2 - 330 \cdot 0,0095^2) / 2 = 0,053$$

Швидкість руху холодоносія:

$$w_{em} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{em2} - t_{em1}) \cdot f \cdot \rho_{em}} = \frac{123}{0,012 \cdot 4 \cdot 1106 \cdot 3,14} = 0,8 \text{ м/с.} \quad (2.55)$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_{em} \cdot d_{\text{зов}}}{\nu_{em}} = \frac{0,8 \cdot 0,0095}{81,25 \cdot 10^{-6}} = 93,5 \quad (2.56)$$

При ламінарної течії : $Re < 10^2 \div 10^3$

Критерій Нусельта

$$Nu = 0,64 (Re)^{0,5} \cdot Pr^{0,33} = 0,64 \cdot 93,5^{0,5} \cdot 680,7^{0,33} = 115,212 \quad (2.57)$$

Коефіцієнт тепловіддавання:

$$\alpha_{em} = \frac{Nu \cdot \lambda_{em}}{d_{\text{зов}}} = \frac{115,212 \cdot 0,414}{9,5 \cdot 10^{-3}} = 5020 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К} ; \quad (2.58)$$

Визначаємо густину теплового потоку з боку холодоносія, віднесену до зовнішньої поверхні труб:

$$q_{ety} = \frac{\theta_p}{\frac{1}{\alpha_{emc}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}, \quad (2.59)$$

де $\frac{\delta_{32}}{\lambda_{32}}$ – термічний опір стінці труби;

$$\text{Приймаємо } \sum \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} = 1,8 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}},$$

$$q_{em} = \frac{\theta_{em}}{\frac{1}{5020} + 1,8 \cdot 10^{-5}} = 4593,01 \cdot \theta_{em} \quad (2.60)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		47

$\theta_{em} = t_{em} - t_{cm}$ - різницю температур між температурами холодоносія і стінки труби.

Задаємося декількома значеннями θ_{em} і будемо графік залежності $q_{em} = f(\theta_{em})$

Таблиця 2.8 – Дані для розрахунку щільності теплового потоку в випарнику з боку етиленгліколю

θ_{em}	1	2	3
q_{em}	4593,01	9196,02	13779

Густина теплового потоку з боку киплячого R407F в трубах випарника.

У разі кипіння всередині труби, що представляють собою обмежений об'єм, утворюється пара разом з рідиною якій рухається уздовж труби, причому кількість пари безперервно збільшується. Рухома по трубі суміш пари і рідини називається двофазним потоком. Форма і кількість парової фази що рухається визначають режим течії (або структуру) двофазного потоку.

Для визначення коефіцієнта тепловіддавання при кипінні R407F в трубах випарника застосуємо імперичне рівняння [15]:

$$\alpha_a = C \cdot q_{\text{вн}}^{0,15} \cdot (\omega \cdot \rho)^n \quad (2.61)$$

де ω - швидкість робочої речовини, м/с;

$\rho = 1383,1$ - густина рідкої робочої речовини, кг/м³

$C=32$, $n=0,47$ - Коефіцієнти залежать від властивостей робочої речовини.

Швидкість руху рідкої робочої речовини що надходить в трубі випарника :

$$\omega = \frac{M_a}{n_1 \cdot f_{\text{вн}} \cdot \rho} = \frac{0,671}{165 \cdot 5,67 \cdot 10^{-5} \cdot 1383,1} = 0,0518 \text{ м/с.} \quad (2.62)$$

$\omega \cdot \rho = 71,7$ кг/м²с – масова швидкість;

$$\text{Живий перетин труби: } f_{\text{вн}} = \frac{\pi \cdot (8,5 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 5,67 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2. \quad (2.63)$$

$n_1 = 165$ - Кількість труб в одному ході апарата.

Коефіцієнта тепловіддавання:

$$\alpha_a = 32 \cdot q_{\text{вн}}^{0,15} \cdot (71,7)^{0,47} \quad (2.64)$$

Густина теплового потоку від киплячого R407F до зовнішньої поверхні труби:

$$q_a = C \cdot q_a^{0,15} \cdot (\omega \cdot \rho)^n \cdot \theta_a \Rightarrow q_{\text{вн}} = 624,82 \cdot \theta_a^{1,1764} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{зов}}} = 559,04 \cdot \theta_a^{1,1764} \quad (2.65)$$

Задаємося різними значеннями θ_a і будуємо графік залежності $q_a = f(\theta_a)$.

Таблиця 2.9 – Дані для розрахунку щільності теплового потоку в випарнику з боку киплячого холодоагенту

q_a	109	247,34	398,5	559,04	726,8	900,7	1079,8	1263	1642,7
θ_a	0.25	0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5

Будуємо графіки залежності $q_{\text{вн}} = f(\theta_{\text{вн}})$ і $q_a = f(\theta_a)$, точка перетинання цих кривих дасть густина теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні теплообмінного апарату: $q_{\text{зов}} = 5165 \text{ Вт/м}^2$

Визначаємо зовнішню поверхню теплообмінника:

$$F_{\text{зов}} = \frac{Q_0}{q_{\text{зов}}} = \frac{123 \cdot 10^3}{5165} = 23,8 \text{ м}^2. \quad (2.66)$$

Визначаємо загальну довжину труб апарату:

$$L_{\text{общ}} = \frac{F_{\text{зов}}}{\pi \cdot d_{\text{зов}}} = \frac{23,8}{\pi \cdot (9,5 \cdot 10^{-3})} = 797 \text{ м} \quad (2.67)$$

По таблиці визначаємо кількість труб в більшій діагоналі: $m = 21$,

Відстань між перетинками:

$$l = \frac{f}{n_{\text{тр}} \cdot (s_1 - d_n)} = \frac{0,053}{17 \cdot (0,019 - 0,0095)} = 0,328 \text{ м, де} \quad (2.68)$$

$n_{\text{тр}}$ - еквівалентне число труб по ширині пучка:

$$n_{mp} = 1,04 \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot n_{заг}^{0,5} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{0,5} = 1,04 \cdot 0,8862 \cdot 18,1 = 17 \quad (2.69)$$

Кількість перегородок:

$$l = \frac{L_1}{l} = \frac{3,1}{0,328} = 10 \quad (2.70)$$

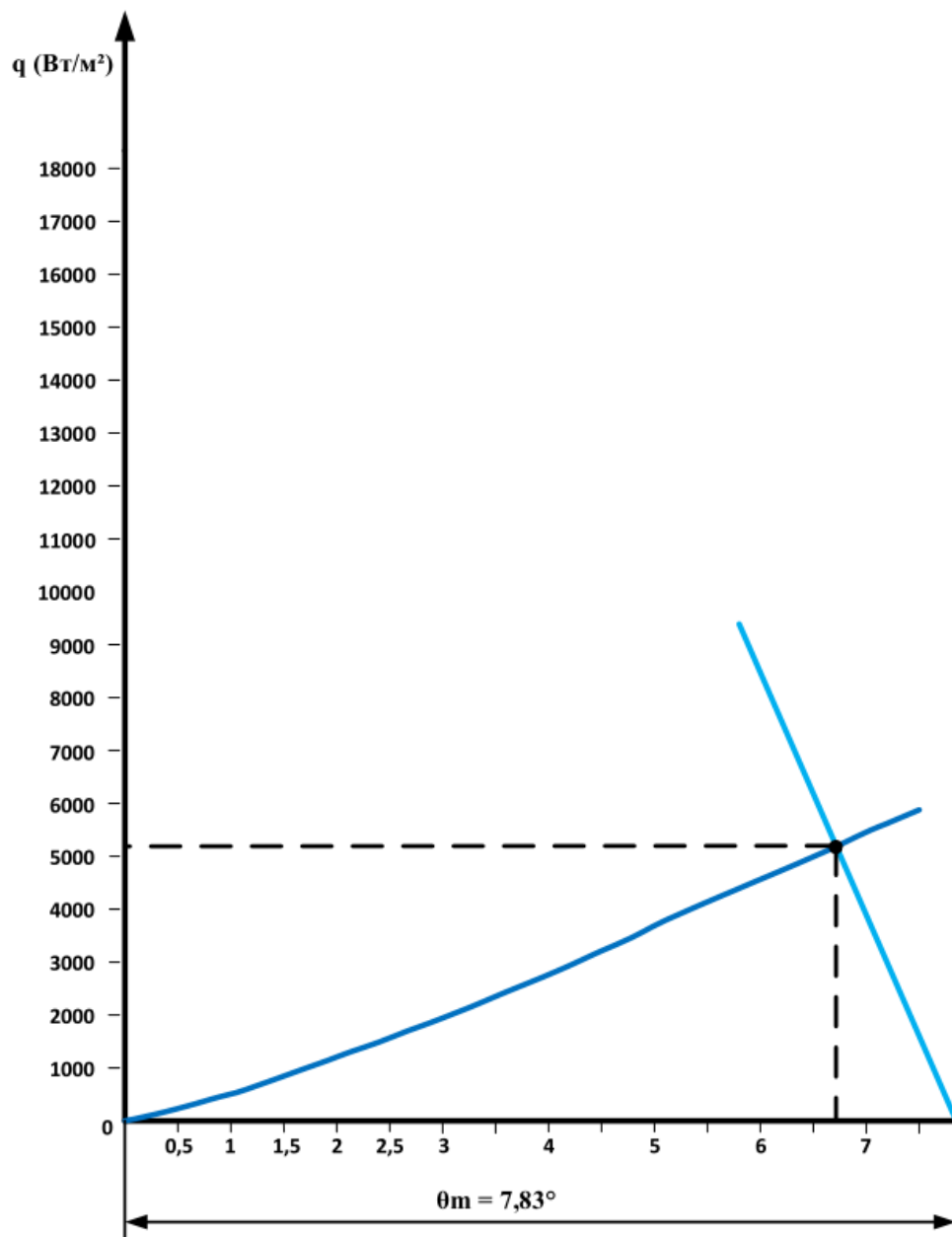


Рисунок 2.16 – Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в випарнику

2.6. Тепловий та конструктивний розрахунок кожухотрубного економайзера

За конструкцією економайзер являє собою кожухотрубний теплообмінник. R407F кипить у середині труб при низькому тиску(P_0), що забезпечує переохолодження рідкого холодоагенту R407F в між трубному просторі при високому тиску (P_K).

Геометричні розміри апарату обумовлені існуючою конструкцією теплообмінника.

Внутрішній діаметр апарату $D_{вн} = 168,3 \text{ мм}.$

Довжина апарату $L = 1785 \text{ мм}.$

Загальне число труб в апарати $n = 61 \text{ шт.}$

Кількість ходів в апаратів: $z = 2.$

Геометричні характеристики труб:

Труби виконані з нержавіючої сталі марки: **AISI 316L**

Коефіцієнт теплопровідності сталі: $\lambda_{ст} = 27 \text{ Вт/мК}.$

Зовнішній діаметр труби – $d_{вн} = 8.1 \text{ мм}.$

Внутрішній діаметр труби – $d_3 = 9.5 \text{ мм}.$

Пучок труб – шаховий гексагональний;

Крок труб: $S = 19 \text{ мм}.$

Температура кипіння R407F в трубі : $t_0 = -40^\circ \text{C},$

$Q_{ек} = 35 \text{ кВт} -$ Теплове навантаження на апарат.

$t_{ем1} = -34^\circ \text{C}$ – температура рідкого холодоагенту на вході в апарат.

$t_{ем2} = -38^\circ \text{C}$ температура рідкого холодоагенту на виході з апарату.

$M_a^B = 0,671 \text{ кг/с}$ – масова витрата рідкого холодоагенту якій потрапляє у випарник;

$M_a^{ек} = 0,2627 \text{ кг/с}$ – масова витрата пари холодоагенту якій потрапляє у компресор;

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						51
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Середній логарифмічний температурний напір між киплячим R407F і рідким, який охолоджується :

$$\theta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln\left(\frac{\theta_1}{\theta_2}\right)} = \frac{t_{em1} - t_{em2}}{\ln\left(\frac{t_{em1} - t_H}{t_{em2} - t_H}\right)} = \frac{38 - 6,5}{\ln\left(\frac{78}{46,5}\right)} = 60^0 C \quad (2.71)$$

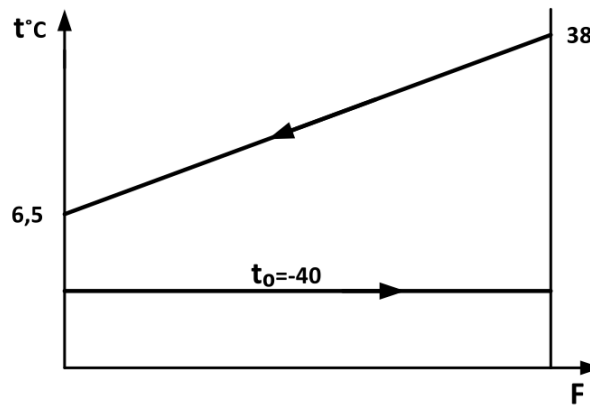


Рисунок 2.17 – Схема руху потоків робочих середовищ в кожухотрубному економайзері

Теплофізичні властивості рідкого R407F знаходимо при середній температурі: $\bar{t}_{pid} = t_0 + \theta = -40 + 60 = 20^0 C$.

$\mu_{pid} = 1,155 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$\nu_{pid} = 0,11127 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_{pid} = 0,0767 \text{ Вт} / \text{м} \cdot \text{К}$ – коефіцієнт теплопровідності.

$\rho_{pid} = 1038 \text{ кг} / \text{м}^3$ – густина рідкого R407F;

$c_p = 1,72 \text{ кДж} / \text{кг}$ – теплоємність рідкого R407F;

$Pr = 2,59$ критерій Прандтля.

У якості характерного розміру прийнятий зовнішній діаметр труби.

Діаметральний перетин між трубного простору:

$$f = 0,785 \cdot (D_{вн}^2 - n \cdot d_{зov}^2) / z = 0,785 \cdot (0,1683^2 - 61 \cdot 0,0095^2) / 2 = 0,00895 \quad (2.72)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		52

Швидкість руху рідкого R407F

$$w_{em} = \frac{Q_{ек}}{c_p \cdot (t_{pid2} - t_{pid2}) \cdot f \cdot \rho_{pid}} = \frac{35}{0,00895 \cdot 31,5 \cdot 1038 \cdot 1,72} = 0,7 \text{ м/с.} \quad (2.73)$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_{pid} \cdot d_{308}}{\nu_{pid}} = \frac{0,7 \cdot 0,0095}{0,11127 \cdot 10^{-6}} = 59763 \quad (2.74)$$

При перехідному (змішаному) режимі течії: $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$

Критерій Нусельта:

$$Nu = 0,35(Re)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} = 0,35 \cdot 59763^{0,6} \cdot 2,59^{0,33} = 351,81 \quad (2.75)$$

Коефіцієнт тепловіддавання:

$$\alpha_{pid} = \frac{Nu \cdot \lambda_{pid}}{d_{308}} = \frac{351,81 \cdot 0,0767}{9,5 \cdot 10^{-3}} = 2840 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}; \quad (2.76)$$

Густина теплового потоку з боку рідкого агента, віднесена до зовнішньої поверхні труби:

$$q_{pid} = \frac{\theta_p}{\frac{1}{\alpha_{emc}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}, \quad (2.77)$$

де $\frac{\delta_{32}}{\lambda_{32}}$ – термічний опір стінці труби;

$$\text{Приймаємо } \sum \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} = 2,59 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}},$$

$$q_{pid} = \frac{\theta_{em}}{\frac{1}{2840} + 2,59 \cdot 10^{-5}} = 2645,232 \cdot \theta_{pid}$$

$\theta_{pid} = t_{pid} - t_{cm}$ - різницю температур між температурами рідкого холодоагенту і стінки труби.

Задаємося декількома значеннями θ_{em} і будуємо графік залежності $q_{em} = f(\theta_{em})$.

Таблиця 2.10 – дані для розрахунку щільності теплового потоку в економайзері з боку холодоагенту що охолоджується

θ_{pid}	10	15	20
q_{pid}	26450	39678	52904

Коефіцієнт тепловіддавання при кипінні R407F в трубі економайзера

$$\alpha_a = C \cdot q_{\text{вн}}^{0,15} \cdot (\omega \cdot \rho)^n \quad (2.78)$$

де ω - швидкість робочої речовини, м/с;

$\rho = 1383,1$ - густина рідкої робочої речовини, кг/м³

Швидкість руху рідкої робочої речовини що надходить в трубі випарника :

$$\omega = \frac{M_a^{\text{ек}}}{n_1 \cdot f_{\text{вн}} \cdot \rho} = \frac{0,671}{165 \cdot 5,15 \cdot 10^{-5} \cdot 1038} = 0,07608 \text{ м/с.} \quad (2.80)$$

$\omega \cdot \rho = 78,96 \text{ кг/м}^2\text{с}$ – масова швидкість;

Живий перетин труби:

$$f_{\text{вн}} = \frac{\pi \cdot (8,1 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 5,15 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2. \quad (2.81)$$

$n_1 = 165$ - Кількість труб в одному ході апарата.

Густина теплового потоку від киплячого R407F до зовнішньої поверхні труби:

$$q_a = 32 \cdot q_a^{0,15} \cdot (\omega \cdot \rho)^{0,47} \cdot \theta_a \Rightarrow q_{\text{вн}} = 660,59 \cdot \theta_a^{1,1764} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{зог}}} = 563,24 \cdot \theta_a^{1,1764} \quad (2.82)$$

Задаємося різними значеннями θ_a і будуємо графік залежності $q_a = f(\theta_a)$.

Таблиця 2.11 – дані для розрахунку щільності теплового потоку в економайзері з боку киплячого холодоагенту

q_a	8408.	13533.9	18971	24653	30537	36595	42806	49154	55626
θ_a	10	15	20	25	30	35	40	45	50

Будуємо графіки залежності $q_p = f(\theta_{pid})$ и $q_a = f(\theta_a)$, точка перетинання цих кривих дасть густина теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні теплообмінного апарату:

$$q_n = 46200 \text{ Вт/м}^2$$

Визначаємо зовнішню поверхню теплообмінника:

$$F_{зов} = \frac{Q_{ек}}{q_{зов}} = \frac{35 \cdot 10^3}{46200} = 0,75 \text{ м}^2. \quad (2.83)$$

Визначаємо загальну довжину труб апарату:

$$L_{общ} = \frac{F_{зов}}{\pi \cdot d_{зов}} = \frac{0,75}{\pi \cdot (9,5 \cdot 10^{-3})} = 25 \text{ м} \quad (2.84)$$

По таблиці визначаємо кількість труб в більшій діагоналі: $m = 21$,

Відстань між перетинками:

$$l = \frac{f}{n_{тр} \cdot (s_1 - d_n)} = \frac{0,053}{17 \cdot (0,019 - 0,0095)} = 0,328 \text{ м}, \quad (2.85)$$

де

$n_{тр}$ - еквівалентне число труб по ширині пучка:

$$n_{тр} = 1,04 \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot n_{заг}^{0,5} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{0,5} = 1,04 \cdot 0,8862 \cdot 18,1 = 17 \quad (2.86)$$

$$\text{Кількість перегородок: } l = \frac{L_1}{l} = \frac{1,785}{0,328} = 5 \quad (2.87)$$

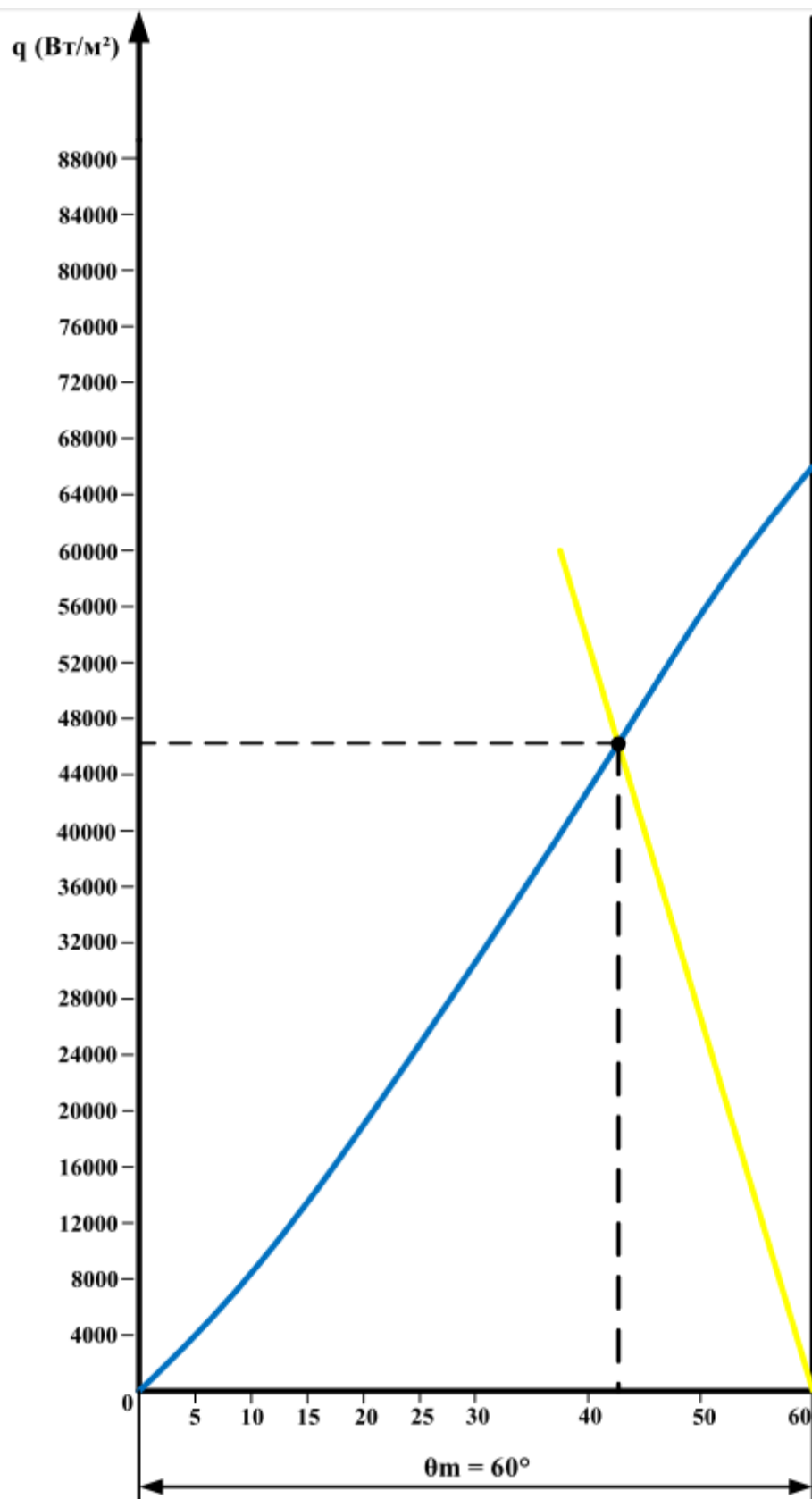


Рисунок 2.18 – Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в економайзері

2.7. Розрахунок магістральних трубопроводів суднової холодильної установки

Діаметр труби визначається за формулою:

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}}, \text{ де } V_p - \text{об'ємна витрата робочої речовини; } \text{м}^3/\text{с};$$

ω - швидкість руху робочої речовини, $\text{м}/\text{с}$.

В системі перебуває R407F, використані сталеві трубки.

Об'ємна витрата R407F у всмоктуючому трубопроводі:

$$V_{p(e)} = M_a^B \cdot \nu_1 = 0.613 \cdot 0.146 = 0.0894 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.88)$$

Швидкість всмоктування парів R407F в компресор приймаємо: $\omega = 6 \text{ м}/\text{с}$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0894}{\pi \cdot 6}} = 0.13 \quad (2.89)$$

Швидкість в нагнітальному трубопроводі: $\omega = 13 \text{ м}/\text{с}$

$$V_{p(n)} = M_a^{\kappa\delta} \cdot \nu_2 = 0.933 \cdot 0.0159 = 0.0148 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{p(n)}}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.01483}{3.14 \cdot 13}} = 0.038 \text{ м}.$$

Діаметр на вході у додатковий порт всмоктування компресора:

$$V_{p(ek)} = M_a^{ek} \cdot \nu_{0''} = 0.267 \cdot 0.178 = 0.047 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Рекомендована швидкість $\omega = 7 \text{ м}/\text{с}$.

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{p(ek)}}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.047}{3.14 \cdot 7}} = 0.092 \text{ м}.$$

Діаметр трубопроводу на виході з конденсатора:

$$V_{p(\kappa\delta)} = \frac{M_a^{\kappa\delta}}{\rho_3} = \frac{0.933}{854.7} = 0.0010 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.90)$$

$$\omega = 0.6 \text{ м}/\text{с}.$$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0010}{3.14 \cdot 0.6}} = 0.046 \text{ м}. \quad (2.91)$$

Діаметр трубопроводу перед входом в дросель вентиль перед економайзером:

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		57

$$V_p = \frac{M_a^{ек}}{\rho_3} = \frac{0,267}{850} = 0.00031 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.92)$$

$$\omega = 0.75 \text{ м/с}.$$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.00031}{3.14 \cdot 0.75}} = 0.022 \text{ мм.} \quad (2.93)$$

Діаметр труби на вході в випарник.

$$V_p = \frac{M_a^B}{\rho_6} = \frac{0.671}{769} = 0.00087 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.94)$$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.00087}{3.14 \cdot 0.3}} = 0.06 \text{ мм.}$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						58
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

ОХОРОНА ПРАЦІ

Робота на судах повинна проводитися відповідно до вимог, правил, інструкцій з охорони праці, правил технічної експлуатації суден, інструкцій заводів-виготовлювачів з обслуговування встановлених на судні механізмів, устаткування та пристроїв, технологічних карт, а також документів щодо безпечної експлуатації механізмів, устаткування та пристроїв. Кожен член екіпажу судна повинен бути навчений безпечним способам обслуговування механізмів і пристроїв, що знаходяться в його завідуванні. З метою підтримки в порядку і справності технічні засоби судна, пристрої та засоби боротьби за живучість, обладнання та постачання, індивідуальні та колективні засоби захисту, технічна документація, інструменти, приладдя, а також приміщення розподіляються розпорядчим документом по завідування серед членів екіпажу судна. Будь-які роботи на судні виконуються тільки з дозволу керівника роботи.

Під час шторму вихід, переміщення і роботи на відкритій палубі судна допускаються тільки за розпорядженням капітана. При цьому переміщення повинні відбуватися групою в складі не менше двох осіб з обов'язковим застосуванням рятувальних жилетів, захисних касок і запобіжних поясів зі страхувальними кінцями.

При ремонті двигунів, допоміжних механізмів, електрообладнання, пристроїв і установок повинно бути відключено подається на них харчування (або приводні системи), а на пусковому пристрої цих механізмів і в інших місцях, звідки можливо здійснити пуск (розподільні щити (далі - РЩ), пульти управління, пости керування, рубки), повинні бути вивішені таблички з написом: "Не вмикати - працюють люди". Зняття таблички з таким написом допускається виключно особою, яким вона вивішена. Запуск механізмів (пристроїв) на судні повинен проводитися відповідно до інструкції по експлуатації механізмів (пристроїв) після попередження осіб, що знаходяться поблизу, про майбутній пуск, а також при відсутності на механізмах

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		59

(пристроях) сторонніх предметів. Пуск головних двигунів судна, пов'язаний з проверненням гребних гвинтів, при стоянці судна в порту допускається після огляду забортного простору за кормою на предмет відсутності там плавзасобів і людей.

Освітленість робочих місць на судні повинна відповідати вимогам діючих санітарно-епідеміологічних правил і нормативів.

В роботі розглянуто холодильна установка, що працює на фреоні R-407F. Робоча речовина R-407F являє собою безбарвний газ, при виготовленні якого не використовується хлор. За своїми екологічними характеристиками він значно перевершує більшість існуючих холодоагентів. R-407F також відрізняється нульовим коефіцієнтом потенціалу руйнування озонового шару землі. Коефіцієнт потенціалу глобального потепління, яким володіє фреон R-407F, дорівнює $GWP = 1825$ г. Він є неазеотропна суміш (40% R-134a / 30% R-125/30% R-32). Нормальна температура кипіння: -46°C ; критична температура: $82,66^{\circ}\text{C}$; критичний тиск - 4,465 МПа, критична щільність - $477,37\text{кг/м}^3$. R-407F стандартна робоча рідина в багатьох транспортних холодильних системах, холодоагент. R-407F можна змішувати з повітрям для проведення випробувань під тиском на предмет виявлення витоків. Холодоагент. R-407F має тиск насиченої пари, який перевищує цей показник у R-404A.

Холодоагент рекомендується застосовувати в системах кондиціонування повітря, охолоджувачах, холодильних системах з середніми температурами випаровування (малі, середні, великі системи), побутових холодильниках, автомобільних і транспортних системах кондиціонування повітря. Зберігати в сухих складських приміщеннях, що забезпечують захист від сонячних променів, подалі від відкритого вогню і електронагрівальних приладів, при температурі не вище 52°C . Цей холодильний агент має високу плинність і відбувається через дрібні пори металу в таких місцях, де менше текучі гази (аміак або азот) при рівних умовах пройти не можуть. Всі хладони без атомів водню, негорючі, а містять їх - легко спалахують. Ця речовина розчиняється в

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		60

оливі, при цьому в'язкість масла знижується. 407С не змішується з мінеральною олівою. Різні ефірні оливи у найважливіших температурних діапазонах та складах показують хорошу розчинність з R407С.

При експлуатації СХУ і в ряді технологічних процесів відбувається виділення різних шкідливих речовин.

Всі шкідливі речовини поділяють на хімічні речовини і виробничий пил. Згідно ГОСТ 12.0.003-74 хімічні речовини за характером впливу на організм діляться на наступні групи:

- общетоксичні
- дратівливі
- мутагенні
- канцерогенні
- впливають на репродуктивну функцію

До числа общетоксичних речовин відносяться ароматичні вуглеводні і їх аміно і нітропохідні (бензол, толуол і ін.), а також ртуть, органічні сполуки хлоровані вуглеводні.

Подразнюють володіють кислоти, луги, фосген, аміак, оксиди сірки і азоту, сірководень, та інші. Ці речовини при контакті з відкритими частинами тіла людини викликають запальну реакцію шкіри, слизової оболонки очей та органів дихання.

До мутагенних речовин відносять різні отрути, які впливають на генетический апарат зародкових і соматичних клітин організму.

Канцерогенні речовини викликають розвиток злоякісних пухлин. До їх числа відносять поліциклічні ароматичні вуглеводні, які можуть входити до складу сирової нафти, мазуту, мастил, сажі та ін.

До речовин, що впливає на репродуктивну функцію відносять бензол і його похідні, сірковуглець, свинець, нікотин, ртуть.

За ступенем небезпеки на організм людини всі шкідливі речовини поділяються на 4 класи:

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						61
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

- 1 - надзвичайно небезпечні (ртуть, свинець, азот і ін.)
- 2 - високо небезпечні (оксид азоту, бензол, йод, мідь, марганець і ін.)
- 3 - помірно небезпечні (ацетон, ксилол, метиловий спирт та ін.)
- 4 - малонебезпечні (аміак, бензин, скипидар, етиловий спирт, оксид вуглецю та ін.)

У табл. 8.1 наведені норми гранично допустимих концентрації (ГДК) основних шкідливих речовин.

Таблиця 1-Таблиця шкідливих речовин.

№ п / п	Шкідливі речовини	ГДК м ² / м ³	клас небезпеки
1	аміак	20	4
2	ацетон	10	4
3	бензин паливний	100	4
4	бензол	5	2
5	Діоксид вуглецю	20	4
6	ксилол	50	3
7	метиловий спирт	5	3
8	ртуть	0,01	1
9	Сірчана кислота	1	3
10	тетраетил свинцю	0,005	1
11	Пил чорної сажі	4	4

Шум відноситься до загальнобіологічних подразників, так як він в певних умовах може впливати на всі органи і системи організму людини. Тривала дія інтенсивного шуму призводить до професійного захворювання приглухуватості. При дуже великому звуковому тиску може статися розрив барабанної перетинки. Високочастотний шум (1000 ... 8000) Гц викликає явище, несприятливий для слуху, а також впливає на різні відділи головного мозку, викликаючи головний біль, поганий сон, дратівливість, стомлюваність, ослаблення пам'яті та ін.

Для захисту від шуму одним з найбільш ефективних засобів є звукоізоляція. За допомогою звукоізолюючих конструкцій можна знизити рівень шуму на 30 ... 40 Дб. Зниження рівня шуму методом звукопоглинання заснований на переході енергії звукових коливань частинок повітря в теплоту

внаслідок втрат на тертя в порах звукопоглинального матеріалу. Тому звукопоглинальні матеріали (пористі, порістоволокністіє) наносяться на внутрішні поверхні, а також розташовуються на штучних звукопоглотителях.

Максимальне зниження шуму в відбитому поле за допомогою акустичної обробки внутрішніх поверхонь приміщення не перевищує 6 ... 8 Дб.

Вібрація - це складний коливальний процес, що виникає при періодичному зміщенні центру ваги будь-якого тіла від положення рівноваги, а також при періодичному зміні форми тіла в порівнянні з тією, якої вона мала їх в статичному стані.

Залежно від впливу на людину вібрація ділиться на загальну і місцеву. Загальна вібрація сприймається всім тілом і в першу чергу його нервовою системою і кістковою тканиною.

Місцева вібрація передається від зіткнення окремих частин тіла людини з вібруючим інструментом чи обладнанням.

Основним захисним заходом від вібрації на судах є: використання вібробезпечних машин і механізмів, застосування засобів віброзахисту, що знижують вібрацію на шляхах її поширення, проектування технологічних процесів, виробничих, побутових та житлових приміщень, що забезпечують відсутність вібрації, розробка раціональних режимів праці та відпочинку.

Відповідно до ГОСТ 12.1.009-76 електрозахисними засобами називають стерпні і транспортовані вироби, службовці для захисту людей від ураження електричним струмом, впливу електричної дуги і електромагнітного поля.

За призначенням засоби захисту умовно поділяють на ізолюючі, огорожувальні та допоміжні.

Ізолюючі засоби захисту призначаються для ізоляції людини від струмоведучих частин електроустановки, що перебуває під напругою, а також від корпусу судна, якщо людина одночасно стосується струмоведучих і заземлених частин електроустановки.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						63
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Огороджувальні засоби захисту призначені для тимчасового огороження струмоведучих частин, що знаходяться під напругою. До них відносять щити, бар'єри, огорожі - клітини, а також тимчасові переносні заземлення.

Допоміжні засоби захисту призначені для захисту персоналу від випадкового падіння з висоти (запобіжні пояси), світлових, теплових механічних і хімічних впливів електричного струму.

Всі захисні засоби при прийманні в експлуатацію повинні бути випробувані незалежно від заводського випробування, а також піддані контрольним оглядам в найкоротші терміни за нормами відповідно до табл. 2.19

Таблиця 2.19- Терміни випробування засобів захисту

захисний засіб	Напруга електроустановки, В	Напруга випробування, кВт	Час випробування, хв.	Струм, що протікає через виріб, А	період випробування
рукавички діелектричні	Для всіх напруг	2,5	1	2,5	1 раз на місяць
боти діелектричні	те ж	15	1	7,5	1 раз в 3 роки
калоші діелектричні	до 1000	3,5	1	2	1 раз на рік
килимки діелектричні	Для всіх напруг	3,5	-	-	-
Слюсарно - монтажний інструмент з ізолюючою рукояткою	до 1000	3,5	1	2,5	1 раз на рік

Позачергові випробування захисних засобів повинні проводитись при наявності ознак несправності, після їх ремонту і при заміні будь-яких частин. Результати електричних і механічних випробувань заносять в журнал довільно форми в лабораторії, що виробляє ці випробування (крім інструменту з

ізолюючими ручками), повинен ставиться на захисний засіб незмивний червоний штамп.

Ремонтні роботи на холодильних установках проводяться під безпосереднім керівництвом другого механіка, який, перед початком робіт зобов'язаний: перевірити справність підйомних механізмів, інструментів і пристосувань, забезпечити працюючих захисними засобами, спецодягом, запобіжними пристроями, нормальну освітленість місць ремонту, переконається, що в компресорах, апаратах і трубопроводах відсутня тиск або холодоагент.

Виробляти ремонт обладнання, ущільнення сальників арматури, системи знаходиться під тиском правилами заборонено.

При монтажних і демонтажних роботах слід користуватися тільки стандартним інструментом. Під час перерви в роботі не можна залишати вантажі в підвішеному стані або в піднесеному становищі на лебідках, домкратах або інших механізмах.

Розкривати компресори, апарати, трубопроводи дозволяється тільки в захисних окулярах, масці тільки після того, як з системи надійно відсмоктати холодоагент і тиск знижений до атмосферного. Правилами заборонено розкривати апарати, трубопроводи з температурою стінок нижче $-33 - 35^{\circ}\text{C}$.

Механізми, апарати, арматуру на час демонтажу необхідно розміщувати в заздалегідь намічених місцях, не займаючи коридори, проходи. Укласти їх на палубі слід стійко, з метою виключення їх переміщення при хитах судна.

При користуванні переносними електроінструментами необхідно попередньо вивчити інструкції по їх експлуатації.

Зварювальні і паяльні роботи при ремонті на діючому обладнанні повинні виконуватися під діючими другим механіком і представником портового нагляду з забезпеченням всіх запобіжних заходів по запобіганню суміжних апаратів від пошкоджень.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		65

Роз'єднання фланців, постановку заглушок, що відокремлюють апарати, пломбування в закритому стані маховиків, вентилів слід проводити при безперервній роботі аварійної вентиляції.

Для запобігання пожежі на судах встановлюють вогнестійкі або огнесдерживаючі конструкції, які повинні витримувати на вогнестійкість стандартні випробування.

Основою конструкції протипожежного захисту корпусних частини судів є застосування вогнестійких конструкцій типу В і С.

До конструкцій типу А відносяться перебирання, палуби, вигородки трапів, шахти, а також закриття прорізів в них. Вони виконуються із сталі або іншого рівнозначного матеріалу, посилені ребрами жорсткості і маю термостойкую ізоляцію необхідної товщини. Всі конструкції типу А зберігають свою цілісність і непроникність для диму і полум'я в перебігу одногодинного стандартного випробування на вогнестійкість.

Вогнезатримуючі конструкції типу В і С застосовують на судах для виконання допоміжних перегородок і закриттів прорізів в них. Конструкції цих класів можуть бути виготовлені цілком з будь-яких вогнетривких матеріалів, або з декількох шарів різних за ступенем займистості. Вони повинні бути непроникні тільки для полум'я протягом півгодинного стандартного випробування на вогнестійкість

долікарська допомога

Симптоми отруєння при вдиханні повітря з високими концентраціями фреонів або продуктів їх розкладу проявляються через 30 - 60 хв. З'являється головний біль, слабкість, почастищення пульсу і дихання, можуть спостерігатися нудота і блювота. При попаданні рідких фреонів на шкіру і в очі можливо обмороження шкіри і пошкодження очей. Обслуговуючий персонал холодильної установки повинен вміти надавати першу допомогу постраждалим при отруєнні і ураженні холодоагентом.

При ядуха, викликану нестачею кисню в приміщенні, заповненому

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		66

газоподібним фреоном, необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Рекомендується пити (міцний солодкий чай, кава, лимонад), вдихання кисню протягом 30-45 хвилин. У разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря. При попаданні фреону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закопують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно негайно звернутися до лікаря.

При наявності явищ подразнення слизової оболонки, рекомендується полоскання носа і глотки 2% -ним розчином соди або водою.

При попаданні фреону в очі необхідно провести рясне промивання очей струменем чистої води. Потім слід до приходу лікаря надіти темні захисні окуляри. Чи не забинтовувати очі, не накладати на них пов'язок. При попаданні фреону на шкіру можна очікувати відмороження. Слід занурити уражену кінцівку в теплу воду (35-45 ° С) на 5-10 хвилин або зробити загальну ванну в разі поразки великій поверхні тіла. Осушити шкіру після ванни не розтиранням, а прикладаючи добре вбирає воду рушник. Після цього слід на пошкоджену ділянку накласти мазеву пов'язку або змастити пошкоджену поверхню маззю. При відсутності мазі можна використовувати несолоне вершкове або соняшникову олію. У разі появи бульбашок ні в якому разі їх не розкривати, а накласти мазеву пов'язку прямо на бульбашки.

Засоби для першої долікарської допомоги

1. Нашатирний спирт (для дихання).
2. Валеріанові краплі.
3. Двовуглекисла сода (для промивання очей і порожнини горла).
4. Мазь Вишневського або пеніцилінова мазь (для змащування пошкодженої поверхні шкіри).
5. Темні захисні окуляри.
6. Стерильний матеріал (серветки, вата, бинти).
7. Дерев'яні лопатки (для взяття і накладення мазі).
8. У спеціально відведеному місці слід мати балон з медичним киснем і обладнанням до нього.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						67
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

Розрахунок вартості виконання кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня бакалавра

Формування стрічкового графіку виконання роботи

Плани підготовки кваліфікаційної роботи бакалавра формують з використанням різних моделей, одна з яких стрічковий графік.

Стрічковий графік - графічна модель з переліком робіт, що виконуються, з зазначенням часу початку робіт, часу завершення робіт і тривалості всієї роботи. Формування стрічкових графіків вимагає розрахунків трудомісткості і тривалості кожної роботи і кількості виконавців. Для цих розрахунків потрібні нормативи трудомісткості виконання робіт, диференційованих за такими ознаками, як ступінь новизни, складності, формат креслень.

Перевагами стрічкового графіка є простота, наочність, можливість відображення змісту і багатьох організаційно-економічних характеристик робіт.

Загальний термін роботи 3 місяці, з 29 березня по 10 червня 2023 року з урахуванням вихідних днів. Кількість робочих календарних днів за цей період складає 50 (5-ти денний робочий тиждень).

На підставі даних таблиці 2.20 складемо календарний графік виконання робіт, що відображає тривалість кожного виду робіт у вигляді відрізків часу, які розташовуються відповідно до послідовності виконання робіт (рис. 2.20).

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		68

Таблиця 2.20 – Дані для створення стрічкового графіка

Стадія №	Назва стадії	Трудовісткість робіт (посада виконавців)	Тривалість, доба
1	Розробка та затвердження технічного завдання	Здобувач / доцент	0/1
2	Вивчення технічного завдання	Здобувач / доцент	1/0
3	Огляд і вивчення літератури	Здобувач / доцент	4/6
4	Розробка математичної моделі об'єкта	Здобувач / доцент	2/0
5	Вибір метод дослідження	Здобувач / доцент	0/1
6	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	Здобувач / доцент	2/0
7	Теплові і конструктивні розрахунки елементів об'єкта	Здобувач / доцент	20/0
8	Розробка креслень і графічних моделей.	Здобувач / доцент	9/0
9	Розробка додаткової інформації згідно до завдання	Здобувач / доцент	4/
10	Попередня перевірка виконання роботи	Здобувач / доцент	0/4
11	Оформлення пояснювальної записки та матеріалу до презентації	Здобувач доцент	5/2
12	Обговорення та затвердження результатів роботи	Здобувач / доцент	1/1
13	Підготовка матеріалів роботи до захисту	Здобувач/доцент	2/1
Разом:			50/10

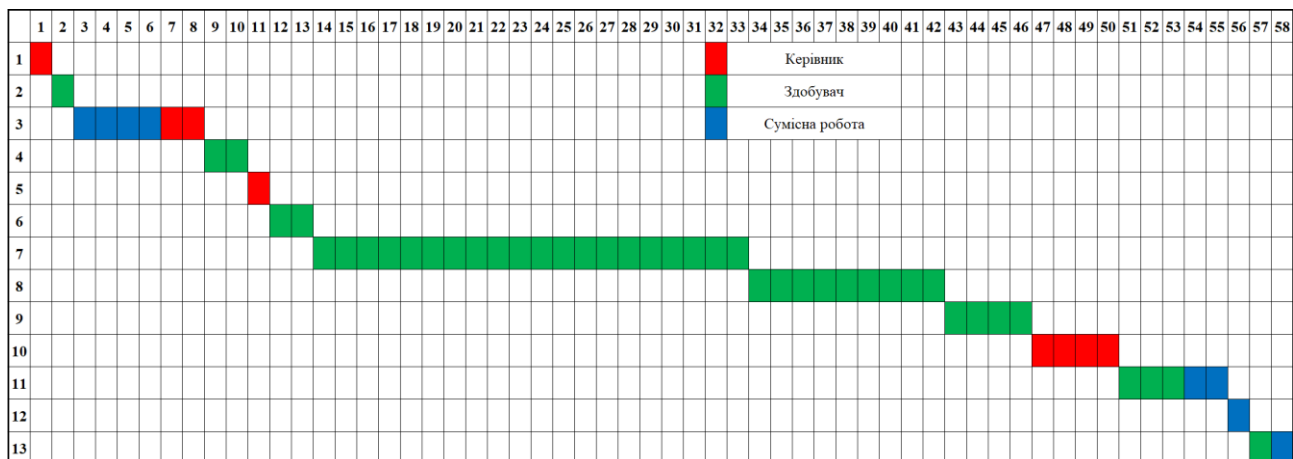


Рисунок 2.20– Стрічковий графік виконання роботи

Розрахунок вартості досліджень і розробок

Кошторис витрат на кваліфікаційну роботу являє собою вартісну оцінку використовуваних у процесі виконання роботи матеріалів, енергії, основних фондів, трудових ресурсів, а також інших витрат на її створення та захист.

Витрати, що утворюють кошторис, групують відповідно до їх економічного змісту за такими елементами:

- матеріальні витрати;
- вартість робочої сили;
- амортизація основних засобів;
- інші витрати.

Матеріальні витрати

Таблиця 2.21 – Перелік матеріальних витрат

Назва	Одиниці	Кількість	Ціна за одиницю, грн.	Сума, грн.
Канцелярські товари	шт.	5	100	500
USB флеш-пам'ять	шт.	1	350	350
Чорнило для лазерного принтера	шт.	1	350	250
Разом				1100

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних витрат

$$B_{ел} = N \cdot c_{ел} \cdot \tau_г \quad (1)$$

де, N – енергоспоживання обладнання кВт/год; $c_{ел}$ – вартість 1 кВт.год, гривень; $\tau_г$ – час використання обладнання під час робіт, год.

Для роботи використовували персональний комп'ютер потужністю 350Вт і принтер потужністю 10Вт. У ПІВМ є час: 50 днів, 6 годин на добу, принтера - 6 хвилин.

Вартість 1кВт електроенергії становить – 1,68 грн/кВт.

Вартість електроенергії становить:

$$B_{ел} = 0,35 \cdot 1,68 \cdot 50 \cdot 6 + 0,01 \cdot 1,68 \cdot 0,1 \cdot 50 = 184, \text{ грн.}$$

Загалом матеріальні витрати дорівнюють:

$$\sum B = B_{м} + B_{ел} = 1100 + 184 = 1284 \text{ грн.} \quad (2)$$

Витрати на заробітну плату включають заробітну плату керівника (доцента), і стипендію здобувача.

Заробітна плата нараховується, виходячи із ставки розробника і часу, що витрачається на виконання роботи.

Доцент має ставку 10981 гривень, студент має ставку 2550 гривень.

Виходячи з витрат часу на розроблення (керівник - 10 днів, студент - 50 днів), зарплата дорівнює:

$$З_{кер} = \frac{10981}{22} \cdot 10 = 4991, \text{ грн} - \text{зарплата керівника} \quad (3)$$

$$З_{ст} = \frac{2550}{22} \cdot 50 = 5795,45 \text{ грн} - \text{зарплата студента} \quad (4)$$

Витрати на заробітну плату:

$$\sum З = З_{кер} + З_{ст} = 4991 + 5795,45 = 10786,45 \text{ грн.} \quad (5)$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$З_{од} = \sum З \cdot 0,15 = 10786,45 \cdot 0,15 = 1617 \text{ грн.} \quad (6)$$

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						71
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{zn} = Z_{ood} + \sum Z = 1617 + 10786,45 = 12404,4 \text{ грн.} \quad (7)$$

Загальні прямі витрати

$$\sum B_{np} = \Phi_{zn} + \sum B = 12404,41 + 1284 = 13688,41 \text{ грн.} \quad (8)$$

Таблиця 2.22. – Необхідні витрати

Назва витратних позицій	Сума, грн.	Відсоток
Матеріальні витрати, $\sum B$	1284	9,38
Витрати на заробітну плату, Φ_{zn}	12404,4	90,6
Загальна вартість, $\sum B_{np}$	13688,41	100

Орієнтована вартість виконання бакалаврської роботи становить 13688гр

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В роботі проведено аналіз енергоефективності циклу суднової холодильної установки та центральної системи водяного охолодження круїзного лайнера "VALIANT LADY".

2. Енергетичний аналіз циклу дійсної холодильної установки показав:

- застосування безступінчастого регулювання об'ємної продуктивності компресора у поєднанні з розширеним змінним внутрішнім об'ємом забезпечують максимальну енергетичну ефективність при повній та частковій нарузці;
- для проведення аналізу було обрано маршрут судна, який характеризується низькою температурою заборотної води, помірною температурою заборотної води та високою температурою заборотної води. При такому маршруті відносна економія енергоспоживання становить: 31,54 кВт або 37%;

3. Енергія, яку споживають насосні системи на борту суден, становить майже 50% від загального енергоспоживання. Насоси працюють із постійною масовою витратою. У роботі пропонується зменшити енергоспоживання насосів за рахунок встановлення інверторного двигуна. Розрахунки показали:

- при температурах води від 10 до 25, витрата води практично не залежить від продуктивності компресора;
- значні розбіжності у витраті забірної води спостерігаються в інтервалі від 28 до 32 В цьому випадку витрата води залежить від об'ємної продуктивності компресора.

4. Аналіз показує, що для забезпечення енергозберігаючого режиму роботи холодильної машини необхідно використовувати електродвигуни з регуляторами частоти на насоси для подачі заборотної води, дистилату та компресора провізійних камер.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
						73
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Comer, B., et al., Black Carbon Emissions and Fuel Use in Global Shipping, International Council on Clean Transportation, 2017.
https://www.hfofreearctic.org/wp-content/uploads/2018/01/Global-Marine-BC-Inventory-2015_ICCT-Report_15122017_vF-2.pdf.
2. Boulougouris EK, Papanikolaou AD, Pavlou A. 2011. Energy efficiency parametric design tool in the framework of holistic ship design optimization. Proc IMechE Part M: J Eng Marit Environ. 225:242–260.
3. Annex VI of MARPOL 73/ 78 - Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships. Retrived 29 April 2022 from <https://www.maritimenz.govt.nz/rules/MARPOL-Annex-VI/default.asp>.
4. Guangrong, Z., ed., Ship Energy Efficiency Technologies – Now and the Future, VTT Technical Research Centre of Finland, VTT Technology, No. 306, 2017/
5. American Bureau of Shipping, Ship Energy Efficiency Measures Advisory, ABS publication TX 05/13 5000 13015 (available online).
6. Eyring V, Köhler HW, Van Aardenne J, Lauer A. 2005. Emissions from international shipping: 1. The last 50 years. J Geophys Res Atmos. 110:1984–2012.
7. Coraddu A, Figari M, Savio S. 2014. Numerical investigation on ship energy efficiency by Monte Carlo simulation. Proc IMechE Part M: J Eng Marit Environ. 228: 220–234.
8. European Commission. EU legislations to control fluorinated greenhouse gases (F-gases). 2015. Retri-ved 29 April 2022 from https://ec.europa.eu/clima/eu-action/fluorinated-greenhouse-gases/eu-legislation-control-f-gases_en.
9. Linde Gases Division. R407F –Genetron® Per-formax™ LT. Lower Global Warming Potential re-placement for R404A. Retrived 29 April 2022 from https://www.linde-gas.se/en/images/Refrigerants_Brochure_R407F_EN_tcm581-175823.pdf.

					КРБ.КТ.1.490-03.2.13	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		74

10. Linde Gases Division. R407F – Genetron® Performax™ LT. Lower Global Warming Potential replacement for R404A. Retrieved online at: http://www.lindegas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/BAMPG_Refrigerants_407F_fin17_92205.pdf, 5 September 2013.
11. EC. European Union (EU) legislations to control fluorinated greenhouse gases (F-gases). 2017. Available: [https:// ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation_en](https://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation_en) (Accessed 5 July 2017).
12. Theotokatos, G.; Sfakianakis, K.; Vassalos, D. Investigation of ship cooling system operation for improving energy efficiency. J. Mar. Sci. Technol. 2017, 22, 38–50. [Google Scholar] [CrossRef] [Green Version].
13. Wang, Y.; Zhang, H.; Han, Z.; Ni, X. Optimization design of centrifugal pump flow control system based on adaptive control. Processes 2021, 9, 1538.
14. Baldi, F., Ahlgren, F., Nguyen, T.-V., Thern, M. & Andersson, K., Energy and exergy analysis of a cruise ship. Energies, 11(10), p. 2508, 2018. <https://doi.org/10.3390/en11102508>
15. Baldi, F., Modelling, Analysis and Optimization of Ship Energy Systems, Thesis, Department of Shipping and Marine Technology Chalmers University of Technology, 2016. ISSN 0346-718X
16. Gazi Kocak & Yalcin Durmusoglu (2018) Energy efficiency analysis of a ship's central cooling system using variable speed pump, Journal of Marine Engineering & Technology, 17:1, 43-51, DOI:10.1080/20464177.2017.1283192.
17. Jeon, T.-Y.; Lee, C.-M.; Hur, J.-J. A Study on the Control Solution of Ship's Central Fresh Water-Cooling System for Efficient Energy Control Based on Merchant Training Ship. J. Mar. Sci. Eng. 2022, 10, 679. <https://doi.org/10.3390/jmse10050679>.
18. Bařhan, V., Parlak, A. (2015) Economic Analysis of A Ship Refrigeration System in case of Variable Sea Water Temperature Conditions. Journal of ETA Maritime Science 3, 67-74. <https://doi.org/10.5505/jems.2015.29392>.

19. Başhan, V., Parlak, A. (2016) Exergy Analysis of the Refrigerating System of a Ship Operating in Variable Sea Water Temperature Conditions. Journal of ETA Maritime Science 4, 149-155. <https://doi.org/10.5505/jems.2016.55264>.
20. Yan, L., Li, J., Zhang, D., Liu, C. (2011) The Modeling and Simulation of Marine Air-condition. Procedia Engineering 12, 141-148. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.05.023>.
21. Balmer, R. (2011) Modern engineering thermo-dynamics. Elsevier Inc, 827
22. Холодильні установки [Текст]: підручник / І. Г. Чумак, В. П. Чепуренко, С. Ю. Лар'яновський, Е. Г. Парцхаладзе ; під заг. ред. І. Г. Чумака; Одес. держ. акад. холоду. — Одеса : Рефпринтінфо, 2003. — 536 с : іл.
23. Апарати холодильних установок. В двох томах. Том 1 [Текст]: / А. Ю. Лагутін — Одеса: ОДАХ, 2003. — 141 с.
24. Transport energy efficiency, Implementation of IEA Recommendations since 2009 and next steps. Kazunori Kojima, Lisa Ryan; September 2010. <https://www.iea.org/publications>, <https://ports.ua/komitet-imo-odobril-proekt-popravok-v-marpol-dlya-borby-s-izmeneniyami-klimata>.
25. Vessel Finder. VALIANT LADY, Passenger (Cruise) Ship IMO 9805336, 2021. Available online: [https://www.vesselfinder.com/vessels/ VALIANT LADY -IMO-9805336-MMSI-311000983](https://www.vesselfinder.com/vessels/VALIANT%20LADY-IMO-9805336-MMSI-311000983) (accessed 25.05.23).